



T.C.

BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ DOKTORA PROGRAMI

**ELEKTRİKLİ ARAÇLARDA KULLANILAN BATARYALARIN SOĞUTMA
ETKİNLİĞİNİN İNCELENMESİ VE ORTAYA ÇIKAN ATIK ISININ
DEĞERLENDİRİLMESİ**

DOKTORA TEZİ

AHMET MAVİ

TEZ DANIŞMANI
PROF. DR.OĞUZ ARSLAN

BİLECİK, 2026

10770307

T.C.
BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ DOKTORA PROGRAMI

**ELEKTRİKLİ ARAÇLARDA KULLANILAN BATARYALARIN SOĞUTMA
ETKİNLİĞİNİN İNCELENMESİ VE ORTAYA ÇIKAN ATIK ISININ
DEĞERLENDİRİLMESİ**

DOKTORA TEZİ

AHMET MAVİ

TEZ DANIŞMANI
PROF. DR. OĞUZ ARSLAN

BİLECİK, 2026
10770307

BEYAN

Elektrikli Araçlarda Kullanılan Bataryaların Soğutma Etkinliğinin İncelenmesi ve Ortaya Çıkan Atık Isının Değerlendirilmesi başlıklı doktora tezinin hazırlık ve yazım aşamasında bilimsel araştırma ve etik kurallarına uyduğumu, Yükseköğretim Kurumları Bilimsel Araştırma ve Yayın Faaliyetlerinde Üretken Yapay Zekâ Kullanımına Dair Etik Rehberine uygun olarak tezimi hazırladığımı, başkalarının eserlerinden yararlandığım bölümlerde bilimsel etik kurallarına uygun olarak atıfta bulunduğumu, kullandığım verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı, çalışmamın herhangi bir kısmının başka bir tez olarak sunulmadığını, aksinin tespit edilmesi durumunda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Ahmet Mavi

.././2026

İmza:

ÖN SÖZ

Doktora çalışmam boyunca katkılarını esirgemeyen danışman hocam Prof. Dr. Oğuz ARSLAN'a değerli katkı ve emekleri için teşekkürlerimi ve saygılarımı sunarım

Ayrıca sevgili eşim Hatice MAVİ ve çocuklarım Metin, Batuhan ve Aslıhan MAVİ'ye, her zaman yanımda olup desteklerini esirgemedikleri için en içten dileklerle teşekkür ederim. Bugünlere ulaşmamda büyük emeği olan kıymetli Annem ve Babam'a teşekkür ederim.

Ahmet MAVİ

2026

ÖZET

Elektrikli araçlardaki termal yönetimin etkin bir şekilde gerçekleştirilmesi, batarya ömrü, güvenliği ve performansını doğrudan etkilemektedir. Bu nedenle bataryada açığa çıkan atık ısının yalnızca uzaklaştırılması değil, aynı zamanda bu ısının bir enerji kaynağı olarak değerlendirilmesi gerekmektedir. Çalışmada, elektrikli araçlarda (EV) batarya kaynaklı ısının değerlendirilmesinde üç aşamalı bir yaklaşım sunmaktadır. İlk aşamada, 6 prizmatik Li-iyon hücreden oluşan modül için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) ile soğutma etkinliği incelenmiş ve farklı C-oranları ve deşarj oranları için ısı taşınım katsayısı 1.10-5.49 kW/m²K aralığında bulunmuştur. Bu koşullarda modül sıcaklığı 290.93-317.31 K seviyesinde kalırken, soğutmasız durumda 332.57 K olarak kaydedilmiştir. 134.55 kW'lık bir EV batarya sistemi hedefi için 360 modül gerekmekte olup, bu modüllerden elde edilen toplam atık ısı en fazla 6.192 kW'tır. Atık ısının etkin taşınımı ve ikincil kullanım amaçları için soğutucu olarak R600a tercih edilmiştir. 10-40 °C soğutucu akışkan sıcaklıklarında kütleli debiler 0.276-0.656 kg/s aralığında hesaplanmıştır.

İkinci aşamada, bataryanın doğrudan evaporatör olarak kullanıldığı yeni bir ısı pompası (HP) tasarımı geliştirilmiş ve R1234yf, R134a, R152a, R1234ze akışkanları için 0.2C-5C deşarj aralıklarında termodinamik analizler yapılmıştır. Uzun süreli sürüş koşulları dikkate alınarak optimum evaporatör (batarya) giriş sıcaklığı 25 °C olarak belirlenmiştir. Optimum kuruluk dereceleri R1234yf ve R1234ze için 0.7, R134a ve R152a için 0.9 bulunmuştur. Optimum koşullarda maksimum Performans katsayısı (COP) 2.12, ikinci yasa verimi (ϵ) %62.10 ve Net Bugünkü Değer (NBD) 558.08 \$ olarak elde edilmiştir. CO₂ emisyon azaltımı ise 58.11 kg'a ulaşmıştır.

Üçüncü aşamada ise, faz değişimli malzeme (FDM) destekli termoelektrik jeneratörler (TEG) ile çok işlevli atık ısı geri kazanım sistemi tasarlanmıştır. Kış koşullarında TEG-I ve TEG-II birlikte, yaz modunda yalnız TEG-II kullanılmıştır. 5C deşarj oranında toplam TEG gücü 199 W'a ulaşmıştır. R1234ze ile en yüksek COP 3.47 ve maksimum ikinci yasa verimi %57.14 elde edilmiştir. Yeni Sistem (YS) sistem, Geleneksel Sistem'e (GS) kıyasla ikinci yasa veriminde %9.80 ve COP'ta %7.39 üstünlük sağlamıştır. Ekonomik değerlendirmede, 2000 kPa'da R1234ze için en yüksek NBD 1265.25 \$ olarak hesaplanmıştır. Geri ödeme süresi 1C-5C deşarj aralığında 3.26-5.64 yıl arasında bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler: Elektrikli araç, batarya termal yönetimi (BTMS), Çift fazlı akışkan, TEG.

ABSTRACT

Effective thermal management in electric vehicles directly impacts battery life, safety, and performance. Therefore, waste heat generated in the battery must not only be removed but also utilized as an energy source. The study presents a three-stage approach to assessing battery-generated heat in electric vehicles (EVs). In the first stage, the cooling efficiency of a module consisting of six prismatic Li-ion cells was investigated using computational fluid dynamics (CFD), and the heat transfer coefficient was found to be in the range of 1.10-5.49 kW/m²K for different C-rates and discharge rates. Under these conditions, the module temperature remained at 290.93-317.31 K, while in the uncooled state it was recorded as 332.57 K. For a 134.55 kW EV battery system target, 360 modules are required, and the total waste heat generated from these modules is at most 6.192 kW. R600a was chosen as the refrigerant for effective waste heat removal and secondary utilization purposes. Mass flow rates were determined in the range of 0.276-0.656 kg/s at refrigerant temperatures of 10-40 °C.

In the second stage, a new heat pump (HP) design was developed using a battery as a direct evaporator, and thermodynamic analyses were conducted for R1234yf, R134a, R152a, and R1234ze refrigerants in the 0.2-5C discharge range. Considering long-term driving conditions, the optimum evaporator (battery) inlet temperature was determined as 25°C. Optimum dryness values were found to be 0.7 for R1234yf and R1234ze, and 0.9 for R134a and R152a. Under optimum conditions, a maximum Coefficient of Performance (COP) of 2.12, a second-law efficiency (ϵ) of 62.10%, and a Net Present Value (NPV) of \$558.08 were achieved. CO₂ emission reductions reached 58.11 kg.

In the third stage, a multifunctional waste heat recovery system was designed using phase change material (PCM) supported thermoelectric generators (TEGs). TEG-I and TEG-II were used together in winter conditions, while TEG-II was used alone in summer mode. The total TEG power reached 199 W at a 5C discharge rate. The highest COP of 3.47 and maximum second-law efficiency of 57.14% were achieved with R1234ze. The New System (YS) achieved a 9.80% superiority in second-law efficiency and 7.39% superiority in COP compared to the Conventional System (GS). In the economic evaluation, the highest NPV for R1234ze at 2000 kPa was calculated as \$1265.25. The payback period was found to be between 3.26 and 5.64 years in the 1C-5C discharge range.

Keywords: Electric vehicle, battery thermal management (BTMS), dual-phase fluid, TEG.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖN SÖZ.....	i
ÖZET.....	ii
ABSTRACT	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
TABLolar LİSTESİ	i
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	iii
KISALTMALAR VE SİMGELER LİSTESİ	vi
1. GİRİŞ	1
2. LİTYUM İYON PİL PERFORMANSININ BELİRLENMESİ	16
2.1. Pillerin Çalışma Prensipleri	16
2.2. Batarya Termal Davranışının Matematiksel Modellemesi.....	17
2.3. Bataryada Isı Üretimi	21
2.4. Batarya da C oranı, sıcaklık, şarj/deşarj profilleri.....	23
2.5. Batarya Soğutma Etkinliği	24
3. BATARYA TERMAL YÖNETİM SİSTEMİ	27
3.1. Geleneksel Sistem	28
3.2. İkincil Akışkanın Direk Soğutucu Olarak Kullanımı.....	29
3.2.1. Isı Değiştiricinin Modellenmesi	36
3.2.2. Kompresör Modellemesi	38
3.2.3. Yardımcı Ekipmanların Modellenmesi	39
3.2.4. Modelin Doğrulanması.....	40
3.3. TEG Destekli Termal Sistem	40
3.3.1. Bataryanın Çalışma Koşulları	44
3.3.2. Lityum İyon Pillerde Performans Kayıpları.....	46
3.3.3. Termoelektrik jeneratörün (TEG) modellenmesi.....	48
3.3.4. Modelin Doğrulanması.....	57
3.4. Enerji ve Ekserji Analizi	60
3.5. Ekonomik Değerlendirme	63

3.6. Çevresel Değerlendirme	67
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	69
4.1. Batarya Isıl Karakteristikleri ve Performans Değerlendirmesi	69
4.2. İkincil akışkanın direk soğutucu olarak kullanıldığı sistem sonuçları	82
4.3. TEG Destekli Termal Sistem Sonuçları	99
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	130
KAYNAKÇA	134
EKLER	145

TABLULAR LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 2.1. Lityum iyon pil özellikleri.....	17
Tablo 2.2. Batarya Özellikleri.	23
Tablo 3.1. Seçilen akışkanların termofiziksel özellikleri.	34
Tablo 3.2. Dairesel kanatlı ısı borulu ısı değiştiricinin teknik özellikleri.	38
Tablo 3.3. Yeni HPAC sisteminin doğrulanması.	40
Tablo 3.4. Sıcaklık Artışına Bağlı Kapasite ve Enerji Kayıpları (LiMn ₂ O ₄ Batarya, 4.2 V, 14.6 Ah, 1500 döngü).....	48
Tablo 3.5. Kanatlı borulu ısı değiştiricinin geometrik konfigürasyon parametreleri.	50
Tablo 3.6. TGM-127-1.4-1.2 termoelektrik modülünün performansı ve yapısal özellikleri... 51	
Tablo 3.7. FDM'lerin özellikleri.....	52
Tablo 3.8. TEG'in performans eğrileri ile simülasyon sonuçları arasındaki hata istatistiklerinin değerlendirilmesi.	57
Tablo 3.9. Tasarlanan sistemde su kullanılan bölümün doğrulama sonuçları.....	58
Tablo 3.10. Tasarlanan sistemde hava kullanılan bölümün doğrulama sonuçları.....	59
Tablo 3.11. Tasarlanan sistemde R134a kullanılan bölümün doğrulama sonuçları.....	59
Tablo 3.12. YS'nin kütle ve enerji dengeleri.....	60
Tablo 3.13. YS'nin ekserji dengeleri.....	61
Tablo 3.14. TEG ve FDM destekli termal sisteminin enerji ve ekserji dengeleri.	61
Tablo 3.15. Bileşen maliyetleri.....	65
Tablo 3.16. Ekipman maliyetleri	66
Tablo 3.17. Emisyon değerleri.	68
Tablo 4.1. 1C Deşarj oranı için soğutucu akış hızları (\dot{m}_2) ve kondenser giriş sıcaklıkları (T_4).	83
Tablo 4.2. 1C'de araç kabini hava akış oranları.....	87
Tablo 4.3. R1234yf için optimum tasarımın termodinamik özellikleri.....	97

Tablo 4.4. R1234yf için Enerji ve Ekserji analiz sonuçları.....	97
Tablo 4.5. Engellenen emisyonlar.	98
Tablo 4.6. Farklı C oranlarına göre iskontolu geri ödeme (DPB) süreleri	128
Tablo 4.7. TEG tabanlı EV sistemleri için geri ödeme kıyaslamaları.	128
Tablo 4.8. R1234ze için optimum tasarımın termodinamik özellikleri.....	129
Tablo 4.9. R1234ze için Enerji ve Ekserji analiz sonuçları.....	130

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1. (a) Batarya ünitesinin 3B görünümü ve (b) XY düzleminde görünümü.	17
Şekil 2.2. Simülasyon sonuçlarının doğrulanması.	20
Şekil 2.3. LiMn ₂ O ₄ batarya modülünün mesh yapısı.	20
Şekil 2.4. Batarya mesh hassasiyeti.	21
Şekil 2.5. Isı transfer modelinin doğrulanması.	26
Şekil 3.1. Çift fazlı termal yönetim sisteminin şeması	27
Şekil 3.2. Geleneksel sistemin şematik gösterimi.	29
Şekil 3.3. (a) Yeni HPAC sisteminin şematik akış diyagramı(YS), (b) Geleneksel ısı pompası sistemi (GS).	30
Şekil 3.4. Yeni HPAC sisteminin T-s diyagramı.	31
Şekil 3.5. Batarya yüzey sıcaklık değişimleri.	32
Şekil 3.6. Yeni sistemin hesaplama akış şeması.	33
Şekil 3.7. Farklı C oranlarında atık ısı oluşumu.	36
Şekil 3.8. (a) FDM ve TEG entegre yeni nesil ısıtma-soğutma sistemi (YS) ve (b) geleneksel sistem (GS).	41
Şekil 3.9. Farklı deşarj hızlarında bataryadan elde edilen atık ısı miktarları.	45
Şekil 3.10. Farklı batarya sıcaklıklarında elde edilen atık ısı miktarları.	46
Şekil 3.11. Kanatlı borulu ısı değiştiricinin yapısı.	50
Şekil 3.12. FDM destekli TEG ünitesinin yapısı.	51
Şekil 3.13. Sıcak yüzey sıcaklığına bağlı olarak farklı soğuk yüzey sıcaklıklarında TEG'nin akım ve güç çıkışlarının karşılaştırmalı analizi.	57
Şekil 4.1. Farklı DoD seviyeleri için voltaj değişimleri.	69
Şekil 4.2. Soğutma olmayan durum için sıcaklık değişimleri.	71
Şekil 4.3. Soğutma uygulanmayan batarya modülü için batarya yüzeyinin sıcaklıklarının farklı C-oranlarındaki değişimleri; a) 1C, b) 2C, c) 3C, d) 4C, e) 5C.	73

Şekil 4.4. 5C'de farklı giriş sıcaklıklarında ısı transfer katsayılarının değişimi.	75
Şekil 4.5. Soğutma uygulanmış batarya yüzey sıcaklığının değişimi ($m=0.005$ kg/s).....	76
Şekil 4.6. 5C deşarj hızında R600a'nın farklı kütleli debileri için sıcaklık değişimi.....	77
Şekil 4.7. Soğutulmuş batarya modülünün termal dağılımı.....	79
Şekil 4.8. 5C'de farklı giriş sıcaklıklarında buhar kalitesinin (x) değişimi.....	81
Şekil 4.9. 1C'de kondenserden açığa çıkan ısının değişimi.....	84
Şekil 4.10. 1C'de kompresör gücünün değişimi.	85
Şekil 4.11. 5C deşarj oranı ve $T_8 = 10$ °C için kondenserin gerekli ısı transfer yüzey alanı değişimleri.	88
Şekil 4.12. R1234yf için 0.2C'de gerekli olan ısıtıcı güçleri.....	90
Şekil 4.13. R1234yf için 0.3C'de gerekli olan ısıtıcı güçleri.....	90
Şekil 4.14. R1234yf için 0.5C'de gerekli olan ısıtıcı güçleri.....	91
Şekil 4.15. 1C, 3C ve 5C'de COP değişimleri.	92
Şekil 4.16. 1C, 3C ve 5C'deki ekserji verimliliğindeki değişimler.....	94
Şekil 4.17. 0.3C'de NBD değişimi.	96
Şekil 4.18. 0.5C'de NBD değişimi.	96
Şekil 4.19. Pompa gücü değişimi.....	99
Şekil 4.20. FDM sıcaklığına bağlı olarak farklı C oranlarında gerekli TEG I modüllerinin sayısı.	100
Şekil 4.21. Farklı C oranlarında FDM sıcaklık farkına bağlı olarak TEG -I çıkış gücü değişimleri.	101
Şekil 4.22. Farklı C-oranı değerlerinde TEG-II ünitesi için gerekli modül sayısındaki değişimleri.	102
Şekil 4.23. Farklı C oranlarında FDM sıcaklık farkına bağlı olarak TEG-II çıkış gücünün değişimi.	104
Şekil 4.24. Farklı FDM sıcaklıklarında TEG I ve TEG II sistemleri için termoelektrik verimlilik değişimi.	105

Şekil 4.25. Farklı FDM malzemelerinde sıcaklık değişimine bağlı olarak ısı değiştirici uzunluğundaki değişimler.	106
Şekil 4.26. FDM1 (a), FDM2 (b), FDM3 (c) ve FDM4 (d) kullanımına göre, farklı C oranlarında elde edilen atık ısı miktarına göre, ısı değiştiricisinde gereken toplam boru sayısının FDM sıcaklığına bağlı değişimi.	107
Şekil 4.27. Farklı C oranlarına ve FDM sıcaklıklarına bağlı olarak gerekli FDM kütlesinin değişimi.	108
Şekil 4.28. Farklı C oranlarında FDM sıcaklığına bağlı olarak ısı transfer yüzey alanındaki değişimler.	110
Şekil 4.29. FDM sıcaklığına bağlı olarak kullanılmayan atık ısı değerleri.....	110
Şekil 4.30. FDM sıcaklığına bağlı olarak ısı transfer katsayısındaki değişimler.....	111
Şekil 4.31. Farklı soğutucu akışkanlar için ısıtma kapasitesi ve kompresör gücü değişimleri.	113
Şekil 4.32. 0.5C oranlarında farklı akışkanlar için ısıtma kapasitesi ve kompresör gücü değişimi.	114
Şekil 4.33. Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasına bağlı olarak soğutucu akışkanların COP değişimleri.	116
Şekil 4.34. Farklı buharlaşma sıcaklıklarında R134a, R152a, R1234yf ve R1234ze akışkanları için ikinci yasa verimliliğindeki değişimler.	117
Şekil 4.35. Farklı soğutucu akışkanlar için 0.5C deşarj hızında soğutma kapasitesi ve kompresör gücü değişimleri.	119
Şekil 4.36. Soğutma yükü, kompresör gücü, COP ve ekserji verimliliğinin değişimleri.	120
Şekil 4.37. Farklı soğutucu akışkanlar için soğutma kapasitesi ve kompresör gücündeki değişimler.	122
Şekil 4.38. Farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarında COP değerlerindeki değişimler.	123
Şekil 4.39. Farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarında ekserji verimlilikleri.	124
Şekil 4.40. (a) Pompa gücü; (b) Fan gücü (kuru hava); (c) Fan gücü (farklı nem seviyeleri).	125
Şekil 4.41. Farklı C oranlarında dört soğutucu akışkan için NPV değişimleri.....	127

KISALTMALAR VE SİMGELER LİSTESİ

A	:Alan (m^2)
ADU	:Hava dağıtım ünitesi
AIT	:Kendiliğinden tutuşma sıcaklığı
BTMS	:Batarya termal yönetim sistemi
C_e	:Bakım maliyeti
C_p	:Isı kapasitesi ($kJ/kg^{\circ}C$)
CFD	:Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
COP	:Performans katsayısı
MSDM	:Çok Ölçekli Çok Alanlı Model
COMP	:Kompresör
D	:Boru çapı (m)
DPB	:İskontolu geri ödeme süresi
DOD	:Deşarj derinliği
E	:Açık devre voltajı (V)
EV	:Elektrikli araç
ExV	:Genleşme valfi
EVAP	:Evaporatör
F	:Zorlanmış konveksiyon-kaynama faktörü
FDM	:Faz değişim malzemesi
G	:Kütle hızı (kg/m^2s)
GS	:Geleneksel sistem
GWP	:Küresel ısınma potansiyeli
HP	:Isı pompası
HPAC	:Isı pompalı klima sistemi

HPAC-WHR :Atık Isı Geri Kazanımlı Isı Pompalı Klima

ITMS	:Entegre termal yönetim sistemi
J	:Akım yoğunluğu (A/m^2)
k	:Isı iletkenliği (W/m^2K)
U	:Terminal voltajı (V)
\dot{W}	:İş (kW)
\dot{m}	:Kütle akış hızları (kg/s)
P_f	:Kanat açıklığı (m)
Q_{Ah}	:Batarya nominal kapasitesi (Ah)
V_b	:Batarya gerilimi (V)
t	:Zaman (s)
R	:Evrensel gaz sabiti ($J/molK$)
S_t	:Kümülatif iskontolu net nakit akışları toplamı
h	:Isı transfer katsayısı (kW/mK)
I	:Akım (A)
I_0	:İlk yatırım maliyeti
KOND	:Kondenser
L	:Boru uzunluğu (m)
M	:Kömür/Doğalgaz miktarı (kg)
MSDM	:Çok ölçekli çok alanlı model
n	:Amortisman süresi
Nu	:Nusselt sayısı
NTGK	:Newman-Tiedemann-Gu-Kim
NBD	:Net bugünkü değer
NKD	:Net kalorifik değer
ORC	:Organik Rankine çevrimi

P	:Basınç (kPa)
P	:Güç (W)
Pr	:Prandtl sayısı
P_c	:Enine boru aralığı (m)
P_t	:Boyuna boru aralığı (m)
PTC	:Pozitif sıcaklık katsayısı
Re	:Reynold sayısı
r	:İskonto oranı(%)
S	:Etkinlik faktörü
s	:Entropi (kJ/kgK)
SEI	:Katı elektrolit ara yüzeyi
SOC	:Şarj durumu
TEG	:Termoelektrik jeneratör
TES	:Termal enerji depolama
T	:Sıcaklık (K, °C)
T_s	:Batarya yüzey sıcaklığı (°C)
T_b	:Ortam sıcaklığı (°C)
U	:Toplam ısı transfer katsayısı (W/m ² K)
X_{tt}	:Martinelli parametresi
YS	:Yeni sistem
WH	Atık ısı
WHR	:Atık ısı geri kazanımı
x	:Kuruluk derecesi
Greek sembolleri	
β	:Doğrusal olmayan bozunma üssü
ε	:Ekserji verimlilikleri

η	:Verim
α	:Seebeck katsayı
σ	:Yüzey gerilimi,
\dot{q}	:Hacimsel ısı üretim oranı
δ	:Kanat kalınlığı (m)
μ	:Dinamik viskozite (Pa.s)
ρ	:Yoğunluk (kg/m^3)
\vec{v}	:Akışkan hız vektörü (m/s),
σ	:Elektrotların elektriksel iletkenlikleri
ϕ	: Elektrot faz potansiyelleri

Alt indisler

+	:Pozitif elektrot (katot) alt indisi
-	:Negatif elektrot (anot) alt indisi
z	:Zorlanmış konveksiyon katsayısı
f	:Doymuş sıvı
g	:Doymuş buhar
i	:Giriş
o	:Çıkış
n	:n-tipi
p	:p-tipi
o	:Dış çap
r	:Yarıçapı
k	:Kaynama
v	:Doymuş buhar

1. GİRİŞ

Elektrikli araçların yaygınlaşması, batarya paketlerinde etkin ve güvenli termal yönetimini etkin hale getirmektedir. Bataryanın çalışma koşullarının sağlanması, performans, ömür ve güvenlik için belirleyici olmaktadır. Özellikle yüksek C oranlarında ve düşük ortam sıcaklıklarında bataryada oluşan sıcaklık dağılımının istenilen aralıkta olmaması menzil kayıplarına ve pilin daha erken yaşlanmasına yol açmaktadır. Bu bağlamda, yalnızca soğutma etkinliğinin artırılmasının yanında, ortaya çıkan atık ısının değerlendirilmesi de sistem verimliliğini arttırmak için enerji kullanımında yenilikçi uygulamalara duyulan gereksinimi artırmaktadır.

Zhang vd (2022), elektrikli araçlarda kullanılan lityum iyon pillerin şarj ve deşarj süreçlerinde önemli miktarda ısı ürettiğini ve bu ısının etkin bir şekilde uzaklaştırılmaması durumunda kapasite kaybı, çevrim ömrünün kısılması ve güvenlik risklerinde artış meydana geldiğini açıklamışlardır. Ayrıca çalışmalarında, hava, sıvı, faz değişimli malzeme ve ısı borulu sistemler dâhil olmak üzere farklı batarya termal yönetim sistemleri karşılaştırılmıştır. Pil performansını ve güvenliğini korumak için pil çalışma sıcaklığının uygun aralıkta tutulmasının önemli bir etken olduğunu belirtilmişlerdir.

Zhao vd (2018), kanallı sıvı akışla soğutulan silindirik lityum iyon batarya modülünün şarj ve deşarj sürecindeki sıcaklık dağılımını incelemiş ve uygun kanal geometrisi ile akışkan debi seçiminin hem maksimum sıcaklığı hem de batarya modülündeki hücreler arası sıcaklık farklarını belirgin biçimde azaltabildiğini göstermiştir. Çalışma, sıvı soğutmalı batarya termal yönetim sistemlerinin, özellikle yüksek akım çekilen koşullarda, batarya sıcaklığını güvenli aralıkta tutmada hava soğutmaya göre daha etkin olduğunu ortaya koymuştur.

Kalkan, Celen ve Bakırcı (2021), LiFePO_4 bir bataryanın doğal taşınım koşullarında farklı deşarj oranlarında (1C-5C) soğutulmasını deneysel ve sayısal olarak incelemiş ve batarya sıcaklığının, literatürde güvenli ve uzun ömürlü çalışma için önerilen yaklaşık 20-40 °C aralığının üzerine çıktığı durumlarda termal performansın bozulduğunu tespit etmişlerdir. Çalışmalarında, özellikle yüksek deşarj oranlarında doğal taşınım ile soğutmanın tek başına yeterli olmadığı, batarya sıcaklığının bu aralıkta tutulabilmesi için ek soğutma önlemleri ve uygun geometrik tasarımın gerekli olduğu vurgulanmıştır.

Deng vd. (2018), lityum iyon batarya sistemlerinde farklı soğutucuların (hava, su, yağ, soğutucu akışkanlar vb.) ve farklı soğutma stratejilerinin soğutma performansı üzerindeki etkilerini inceleyerek, soğutucunun termofiziksel özelliklerinin ve akış rejiminin batarya termal yönetim sistemi (BTMS) tasarımında belirleyici olduğunu vurgulamıştır. Çalışmalarında,

yüksek ısı kapasitesine ve iyi ısı iletkenliğe sahip soğutucularla, uygun kanal tasarımı ve debi kontrolü sağlandığında pil sıcaklığının daha küçük bir aralıkta tutulduğunu ve böylece batarya performansının artırılması ile birlikte batarya güvenliğininde sağlandığını göstermişlerdir.

Moralı (2022), yaptığı çalışmada silindirik lityum iyon bir pilin termal davranışını incelemiş ve farklı C oranları ile ısı transfer katsayısındaki değişimlerin pil sıcaklık değişimi üzerinde belirleyici olduğunu göstermiştir. Çalışmasında geliştirilen sayısal model, C oranının artmasıyla ısı üretiminin ve dolayısıyla sıcaklık yükselmesi hızlandığını, buna karşılık, konvektif ısı transfer katsayısı (h) arttıkça maksimum pil sıcaklığının düştüğünü ortaya koyarak, h'nin pilin termal karakteristiğini doğrudan etkileyen kritik bir parametre olduğu vurgulamaktadır.

Lucaferri vd. (2023), değişken c oranlarında çalışan batarya enerji depolama sistemleri için farklı lityum teknolojilerini karşılaştırmalı bir modelleme ve optimizasyon yaklaşımıyla incelemişlerdir. Çalışma, C oranındaki değişimlerin hem iç kayıpları hem de sıcaklık artışı etkilediğini, bu nedenle termal kısıtların da dâhil edildiği çok amaçlı optimizasyon yapılmadığı sürece sistem verimliliği ve ömrünün olumsuz etkilenebileceğini ifade etmişlerdir.

Yetik ve Hikmet (2020), LiMn_2O_4 katotlu 10 prizmatik hücreden oluşan bir batarya modülünün ısı davranışını 0.5C, 1C, 2C ve 2.5C deşarj oranlarında, doğal ve zorlanmış taşınım koşulları altında üç boyutlu sayısal analizle incelemiştir. Çalışmada, maksimum izin verilen batarya sıcaklığı 313 K olarak alınmıştır. Doğal taşınım durumunda özellikle 2C ve 2.5C deşarj oranlarında hücre sıcaklıklarının bu sınırı aştığı ve modül içinde belirgin bir sıcaklık düzensizliği olduğu gösterilmiştir. Zorlanmış taşınımında giriş hava hızının 1 m/s olmasıyla tüm C oranlarında batarya sıcaklıklarının 313 K'in altında tutulabildiği ve hücreler arası maksimum sıcaklık farkının 2.5C, 2C, 1C ve 0.5C için sırasıyla yaklaşık 4.8 °C, 3.9 °C, 2.1 °C ve 0.8 °C seviyelerine düştüğü rapor edilmiştir. Batarya paketlerinde güvenli ve homojen sıcaklık dağılımının sağlanabilmesi için uygun hava soğutma şartlarının yanı sıra, çalışma ortamı ve kullanım süresi dikkate alınarak C oranının dikkatle seçilmesi gerektiğini rapor etmişlerdir.

Xu vd. (2021), otomotiv uygulamalarında kullanılan lityum-iyon batarya paketleri için sıvı soğutmalı ısı dağıtım sisteminin optimizasyonunu incelemişlerdir. Çalışmalarında, farklı akış kanalı düzenleri, farklı soğutucu akışkan debileri ve farklı çalışma koşullarının batarya sıcaklık profiline etkilerini değerlendirmişlerdir. Optimize edilmiş sıvı soğutma yapısının batarya maksimum sıcaklığını 10-12 °C düşürdüğünü, hücreler arası sıcaklık farkını 3 °C'nin

altına indirdiğini ve termal homojenliği iyileştirdiğini görmüşlerdir. Ayrıca, optimum tasarımın enerji tüketimini %7-9 azaltarak batarya ömrünü uzatmaya katkı sağladığını göstermişlerdir.

Göçmen vd. (2020), elektrikli araç batarya hücrelerinin termal yönetimini incelemiştir. Çalışmada, mevcut batarya paketlerinden yola çıkılarak dağıtıcı kanal geometrisinin debi düzgünlüğü üzerindeki etkisi araştırılmış, ardından konstrüktal tasarım metodolojisi ve iteratif tarama yaklaşımıyla akışın kanallar arasında olabildiğince eşit dağılmasını sağlayan yeni bir dağıtım yapısı geliştirilmiştir. Elde edilen tasarımda soğutucu kanallarındaki debi sapması en fazla %0.81 düzeyine indirilmiş, hücreler arasındaki maksimum sıcaklık farkı ise yaklaşık 12 K'den 0.4 K'ne düşürülerek batarya paketinde oldukça dengeli bir termal ortam sağlandığı gösterilmiştir. Ayrıca, optimize edilmiş soğutma yapısının enerji tüketiminde ek bir artışa neden olmadan termal dengeyi sağlayabildiğini göstermişlerdir.

Kılıç ve Korukçu (2024), Elektrikli araçlarda ısıtma-soğutma sistemlerinde uygulanan enerji yönetim stratejilerinin araç şarj süresi ve menzili üzerindeki etkilerini incelemiş ve HVAC yükünün kontrol edilmesinin toplam enerji tüketimi üzerinde kritik rol oynadığını ortaya koymuştur. Ayrıca, farklı enerji yönetim senaryoları altında menzil kazanımı ve şarj gereksinimleri karşılaştırılmıştır. Bu doğrultuda uygun stratejiler ile hem menzil artışı hem de daha dengeli batarya kullanımının mümkün olduğu gösterilmiştir.

Al-Zareer vd. (2018), çalışmalarında, elektrikli ve hibrit elektrikli araçlarda kullanılmak üzere çift fazlı soğutucu akışkan kullanan yeni bir batarya soğutma sistemi önermiş ve sistemi tek boyutlu bir elektrokimyasal model ile üç boyutlu ısı ve kütle transferi modeli birlikte kullanarak incelemiştir. Önerilen düzende batarya paketi kısmen R134a ile kullanılmakta, hücreler bu sıvı havuzu içinde kısmen daldırılmış hâlde çalışmakta ve açığa çıkan ısı, doğrudan temaslı faz değişimi yoluyla uzaklaştırılmaktadır. 5C deşarj oranında 300 s şarj + 300 s deşarjdan oluşan test döngüsünde, batarya yüzeyinin %100'ünün sıvı R134a ile kaplandığı durumda sıcaklık artışı yalnızca 1.6 °C ile sınırlanmış; bataryanın sadece %20'sinin sıvıya daldığı durumda ise tek bir hücre içindeki maksimum sıcaklık farkı 7 °C olarak rapor edilmiştir. Çalışma, R134a temelli bu faz değişimli soğutma sisteminin, maksimum sıcaklık ve sıcaklık homojenliği bakımından geleneksel hava ve sıvı soğutmalı batarya termal yönetim sistemlerine göre daha üstün performans sergilediğini ortaya koymuştur.

Yang vd. (2024a), yaptıkları çalışmalarında, elektrikli araçlarda düşük sıcaklıklarda ısıtma performansını iyileştirmek amacıyla, çevre dostu ve düşük küresel ısınma potansiyeline sahip bir soğutucu olan R290 (propan) kullanılarak buhar enjeksiyonlu bir ısı pompası sistemi

geliştirmişlerdir. Sistemin soğutucu yükü, enjeksiyon basıncı ve kabin içi sıcaklığı gibi parametrelerin performans üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada, buhar enjeksiyonlu sistemin geleneksel sisteme göre özellikle düşük sıcaklıklarda belirgin avantaj sağladığı; 0 °C’de COP ve kapasitede %15 civarında, -20 °C’de ise %30’un üzerinde artış elde edildiği ve -30 °C’de dahi COP değerinin 1.69 seviyesine ulaşabildiği gösterilmiştir. Elde edilen sonuçlar, düşük ortam sıcaklıklarında COP ve ısıtma kapasitesinde temel çevrime kıyasla önemli iyileştirmeler sağlandığını göstermektedir.

Gao vd. (2019), aşırı ısınan güç bataryalarının acil durumda soğutulması için R410A soğutucu akışkanının doğrudan batarya kutusuna püskürtülmesine dayalı bir soğutma yöntemini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada, sürekli püskürtme, sabit aralıklı kesikli püskürtme ve sabit olmayan aralıklı kesikli püskürtme metodları karşılaştırılmıştır. R410A’nın doğrudan püskürtülmesiyle aşırı ısınmış hücre iç yüzey sıcaklığının yaklaşık 3s içinde 90 °C’den fazla azaltılabildiği ve en uygun püskürtme konumunda birim soğutucu kütlesi başına soğutma etkinliğinin 60 °C seviyesinin üzerine çıkabildiği gösterilmiştir. Sürekli püskürtmenin en yüksek anlık soğutma kapasitesini sağladığı, buna karşın kesikli püskürtme modlarının sıcaklık dağılımını daha dengeli hâle getirerek soğutma sürecini daha kontrollü yürütme açısından avantaj sunduğu rapor edilmiş ve acil soğutma sistemlerinin tasarımında püskürtme modu ile püskürtme/menfes konumlarının birlikte optimize edilmesi gerektiği önermişlerdir.

Yang vd. (2024b), yaptıkları çalışmalarında elektrikli araçlarda düşük sıcaklık koşullarında kabin ısıtma performansını artırmak amacıyla R290 buhar enjeksiyonlu ve atık ısı geri kazanımlı bir ısı pompası sistemini incelemişlerdir. Çalışmalarında, buhar enjeksiyonunun kompresör basma sıcaklığını düşürdüğünü ve kütleli debiyi artırarak ısıtma kapasitesini iyileştirdiğini, atık ısı geri kazanımının ise kondenser ısı yükünü destekleyerek COP değerinde ek artış sağladığını ortaya koymuşlardır. Deneysel bulgulara göre, temel çevrime kıyasla COP’un %30’un üzerinde, ısıtma kapasitesinin ise %35’e varan oranlarda iyileştiğini göstermişlerdir.

Lee vd. (2012), yakıt hücreli elektrikli araçlar için R744 soğutucu akışkan kullanan ve yakıt hücresi yığını soğutma devresinden elde edilen atık ısıyı ısı kaynağı olarak değerlendiren bir ısı pompasının ısıl performansını soğuk hava koşullarında incelemişlerdir. Çalışmada, yığın soğutma devresinden geri kazanılan atık ısının kabin ısıtmasında kullanılmasıyla, geleneksel elektrikli ısıtıcıların yüksek enerji tüketimine bağlı menzil kayıplarının azaltılması hedeflenmiştir. Farklı kompresör devir sayıları, iç ısı eşanjöründen geçen hava debileri ve CO₂-soğutucu ısı eşanjöründeki soğutma sıvısı debileri için gerçekleştirilen deneyler sonucunda,

deneyler boyunca ısı pompasının ısıtma COP değerinin çalışma koşullarına bağlı olarak yaklaşık 2-7 aralığında değiştiği, dış ortam sıcaklığının -20 °C olduğu aşırı soğuk koşullarda dahi soğutma sıvısı debisinin 5.0 L/dak olduğu durumda sistemin 5.0 kW'ın üzerinde bir ısıtma kapasitesine ve kabin ısıtma yükünü karşılamaya yeterli bir COP düzeyine ulaştığını belirtmişlerdir.

Park vd.(2019), lityum-iyon bataryalar için R134a kullanan, mini kanallı ısı alıcıya sahip iki fazlı soğutucu temelli aktif bir termal yönetim sistemini sayısal olarak incelemiştir. İki fazlı akış rejimiyle gerçekleştirilen analizler, aktif sistemin 20-40 °C ortam sıcaklığı aralığında batarya sıcaklığını önerilen çalışma sınırları içinde ve düşük sıcaklık farklarıyla tutabildiğini göstermişlerdir. Çalışmalarında, iki fazlı soğutucu akışkanlı soğutma tasarımlarının hücrelerin ideal çalışma sıcaklık aralığını korumada oldukça etkili olduğunu ortaya koymakta ve bu tür sistemlerin, uygun devre tasarımı ile araç klima devresine doğrudan entegre edilebilecek bir yapıya sahip olduğunu ifade etmişlerdir.

Hamut vd. (2013), elektrikli ve hibrit elektrikli araçlar için üç farklı batarya termal yönetim sisteminin pasif kabin havası ile soğutma, soğutucu akışkanla orta seviyeli aktif sıvı dolaşımı ve soğutucu - soğutma suyu içeren aktif sıvı dolaşımının performansını karşılaştırmalı olarak incelemiştir. Çalışmada sistemler, ikinci yasa verimi, batarya sıcaklık artışı, sıcaklık homojenliği ve entropi üretimi açısından değerlendirilmiş ve kararlı durumda sistemlerin COP değerinin yaklaşık 0.32 olduğu rapor edilmiştir. Zamana bağlı analizlerde, soğutucu akışkan ve soğutma suyu ile aktif sıvı dolaşımı sağlayan yapının 30 dakikalık çalışmada batarya sıcaklık artışını 3.9 °C ile sınırladığı, hücreler arası sıcaklık farkını 2.5 °C seviyelerine düşürdüğü ve karşılaştırılan sistemler arasında en düşük entropi üretimi olan 0.012 W/K değerine ulaştığı belirlenmiştir. Bu sonuçlar, batarya ömrü ve termal kaçak riskinin azaltılması açısından uygun termal yönetim seçiminin kritik olduğunu ifade etmişlerdir.

Singh vd. (2023), elektrikli araçlar için optimum termal yönetim sistemi tasarımına yönelik detaylı bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada ısı pompası ve atık ısı geri kazanımına dayalı farklı yapılar ele alınmış ve MATLAB-Simulink tabanlı entegre bir model kurularak doğrudan ve dolaylı kabin iklimlendirme düzenleri karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar, geleneksel pozitif sıcaklık katsayılı (PTC) ısıtma sistemine kıyasla ısı pompasının sürüş menziline yaklaşık %4-33 oranında artırabildiğini, idealize edilmiş atık ısı geri kazanımı ile ilave %1-4.4 düzeyinde bir iyileşme sağlanabildiğini göstermektedir. Ayrıca, atık ısı geri kazanımı sayesinde ısıtma kapasitesinin yaklaşık %28 oranında arttığı ve bu sayede düşük dış ortam sıcaklıklarında dahi ısı pompası kullanılmasının daha faydalı olduğunu belirtmişlerdir.

Ahn vd. (2014), elektrikli araçlarda hava ve atık ısıyı birlikte kullanan çift kaynaklı bir ısı pompasının ısıtma performans özelliklerini incelemişlerdir. Çalışmalarında, hava kaynağı ile birlikte motor ve güç aktarım bileşenlerinden elde edilen atık ısının kullanılmasıyla düşük ortam sıcaklıklarında sistemin COP'unun yaklaşık %19.3'e varan oranda arttığını ve maksimum COP değerinin 3.1 olduğu, ısıtma kapasitesinde iyileştiğini ortaya koymuşlardır. Ayrıca, dual kaynaklı yapı sayesinde yalnızca hava kaynaklı ısı pompalarına kıyasla batarya ve kabin ısıtma sürelerinin belirgin şekilde azaldığını ve düşük sıcaklık koşullarında sürüş menziline birkaç kilometrelik artış sağlandığını göstermişlerdir.

Yokoyama vd. (2011), elektrikli araçlar için tasarlanan ısı pompalı iklimlendirme ve atık ısı geri kazanımına dayalı entegre termal yönetim sisteminin enerji performansını incelemişlerdir. Önerdikleri yapıda, güç aktarma organlarından ve soğutma devresinden geri kazanılan atık ısı, kabin ısıtmasında ısı pompasına destek olacak şekilde kullanılmış ve böylece ısı pompasının elektriksel güç ihtiyacının azaltılması hedeflenmiştir. Çalışmanın sonuçlarına göre, ortam sıcaklığının 0 °C'nin altında olduğu koşullarda 2 kW'lık kabin ısıtma yükünü karşılamak için gereken güç tüketimi yaklaşık 850 W seviyesinden 580 W seviyesine düşürülebildiği görülmektedir. Bu bulgular ile sistemin özellikle düşük dış ortam sıcaklıklarında elektrik tüketimini azaltarak sistemin genel enerji verimliliğini artırma ve dolayısıyla elektrikli araçların sürüş menzilini iyileştirme potansiyeline sahip olduğunu ortaya koymuşlardır.

Tian vd. (2020), elektrikli araçlarda termal yönetim sistemlerinin performansını artırmak amacıyla gerçekleştirdikleri atık ısı geri kazanımı çalışmalarında, motor ve kontrol ünitesinden elde edilen atık ısının sisteme entegre edilmesiyle COP'un %13'ün üzerinde iyileştiğini, ekserji tahrifatının yaklaşık %20 azaldığını ve sürüş menzilin %33'e varan oranlarda arttığını rapor etmişlerdir. Ayrıca sistemin COP değerinin 2.05-4.71 aralığında, ekserji verimliliğinin ise %28.6-40 arasında değiştiğini, PTC ısıtıcıya kıyasla yıllık işletme maliyetinde tasarruf sağlandığını ve geri ödeme süresinin yaklaşık 4.5-6.8 yıl arasında olduğunu ortaya koymuşlardır.

Elektrikli araçlar için geliştirilen yeni bir entegre termal yönetim ve ısı geri kazanım stratejisinde, batarya sıcaklığını beş evreye ayırarak düşük sıcaklık koşullarında çift ısı kaynağı ile hem batarya hem de kabin ısıtması sağlamışlardır. Deneysel ve simülasyon sonuçları, 0 °C ortam koşullarında batarya 15 °C'ye yaklaşık 20 dakikada, kabinin ise 22 °C'ye 10 dakikada ulaştığını, batarya ısıtma verimliliğinin %16.7 arttığını, enerji tüketiminin %5.5 azaldığını ve düşük sıcaklık menzilin yaklaşık 3.3 km iyileştirdiğini ortaya koymuşlardır. Bununla birlikte

sistemin ek entegrasyon maliyetinin %17 artışa karşılık geldiğini ve menzil kazanımı başına maliyetin yaklaşık 28 \$/km olduğunu rapor etmişlerdir (He vd. 2024a).

Lee vd. (2022), düşük ortam sıcaklıklarında elektrikli araçlar için çok kademeli atık ısı geri kazanımı ile entegre edilmiş buhar enjeksiyonlu bir ısı pompası sistemini deneysel olarak incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada, -20 °C dış ortam sıcaklığında temel çevrime kıyasla ısıtma kapasitesinde yaklaşık %35, COP değerinde ise %30'un üzerinde artış sağlandığını ortaya koymuşlardır.

Yu vd. (2023), yaptıkları çalışmalarında, elektrikli araçlarda atık ısı geri kazanımıyla entegre edilmiş ısı pompalı klima sistemleri için yeni bir enerji-ekonomi-çevresel değerlendirme modeli geliştirmişlerdir. Yaptıkları analizlerde, önerilen sistemin temel çevrime kıyasla COP'ta yaklaşık %18.9 oranına kadar artış sağladığını, işletme maliyetini %2.1 ortaya koymuşlardır. Bu sonuçlar, atık ısı geri kazanımı entegrasyonunun yalnızca enerji verimliliğini değil, aynı zamanda ekonomik uygulanabilirliği ve çevresel sürdürülebilirliği de iyileştirdiğini ortaya koymuşlardır.

He vd. (2024a), çalışmalarında, batarya elektrikli araçlar için motor atık ısı geri kazanımıyla entegre edilmiş termal yönetim sisteminin performansını incelemişlerdir. Yaptıkları deneysel ve simülasyon çalışmaları sonucunda, düşük ortam sıcaklıklarında motor atık ısının kullanılmasıyla sistem COP'un yaklaşık 2.6 seviyelerine çıkarak yaklaşık %15 iyileştiğini, batarya ısıtma süresinin 30 dakikadan 20 dakikaya düştüğünü ve kabin ısıtma kapasitesinin %12 arttığını ortaya koymuşlardır. Ayrıca, bu strateji sayesinde sürüş menziline yaklaşık 5.05-8.58 km arasında artış sağlandığını ve kompresör gücünde de %14.68-17.41 oranında azalma elde edildiğini göstermişlerdir.

He vd (2024b), elektrikli araçlar için motor atık ısının değerlendirildiği entegre bir termal yönetim sistemi tasarlamış ve bu sistemin performansı incelemiştir. Çalışmada, motor soğutma devresinden geri kazanılan atık ısının hem kabin ısıtmasında hem de batarya termal yönetiminde kullanılmasıyla, ek ısıtma enerjisi ihtiyacının ve toplam elektrik tüketiminin azaldığını, buna karşılık batarya ve kabin sıcaklıklarının hedef aralıklarda tutulabildiği gösterilmiştir.

Sevilgen vd. (2023, elektrikli araç kabin ısıtması için PTC ısıtıcı ile ısı pompasını birleştiren hibrit bir ısı pompası sistemi geliştirmiş ve sistemi farklı ısıtma modlarında deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Düşük ortam sıcaklıklarında COP değeri yaklaşık 2.02 iken, hibrit ısı pompası sisteminde hesaplanan COP değerlerinin 2.5'e kadar yükseldiği, yalnız PTC

kullanılan durumda ise COP'nin 1'in altında kaldığı rapor edilmiştir. Çalışmalarının sonucunda, uygun ısıtma stratejileriyle elektrikli aracın sürüş menziline yalnız PTC ısıtmalı referans duruma göre yaklaşık %15'e kadar artırılabilirdiği ve hedef kabin sıcaklığına 300 s'den daha kısa sürede ulaşılabildiği belirtilmiştir.

Kowsky vd. (2012), elektrikli araçların kabin ısıtma ihtiyacını karşılamak amacıyla soğutucu tarafına konumlandırılan ve batarya ile güç elektroniği bileşenlerinden alınan ısının değerlendirilmesine imkân veren bir HPAC-WHR sistemi tasarlamışlardır. Önerilen sistemde, soğutucu devre ve soğutma suyu devresi entegre edilerek batarya, inverter ve elektronik bileşenlerden çekilen atık ısının kabin ısıtmasında kullanılması sağlanmıştır. Çalışmanın sonuçları, dış ortam sıcaklığının $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'nin altında olduğu koşullarda, sistemin 6.5 kW düzeyindeki kabin ısıtma kapasitesini karşılayabildiğini ve bu şartlarda COP yaklaşık 2.3 seviyesine ulaşabildiğini göstermektedir.

He vd. (2024c), düşük dış ortam sıcaklıklarında batarya deşarj veriminin düşmesi ve kabin konforunun bozulması problemine yönelik olarak, HPAC ve elektrik tahrik sistemi WHR'yi birleştiren entegre bir elektrikli araç termal yönetim sistemi (EVTMS) geliştirmişlerdir. Önerilen yapı kapsamında batarya, motor ve redüktör atık ısı ile, kabin ise HPAC ve motor atık ısı ile ısıtılmaktadır. Çalışma sonuçları, $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki ortam sıcaklıklarında HPAC+WHR stratejisinin, PTC tabanlı ısıtma stratejisine kıyasla batarya doluluk oranını yaklaşık %0.4-1.4 aralığında artırdığını ve kabin ile batarya ısıtması için gerekli enerji tüketimini %63.60-88.38 oranında azalttığını ortaya koymaktadır. Buna bağlı olarak, aracın sürüş menziline dış ortam sıcaklığına bağlı olarak 17.494-31.622 km arasında değişen ek artışlar elde edilmiş ve HPAC-WHR tabanlı entegre termal yönetim yaklaşımının soğuk iklim koşullarında hem enerji tüketimi hem de menzil açısından önemli avantajlar sağladığını ifade etmişlerdir.

Chen vd. (2019), lityum iyon piller için farklı FDM temelli termal yönetim stratejilerini derleyerek, FDM'nin ısı depolama kapasitesi sayesinde ani ısı yüklerini sönümleyip sıcaklık dalgalanmalarını azaltabildiğini ifade etmişlerdir. Çalışmalarında, FDM'nin yalnız başına kullanıldığı sistemler ile ısı borusu veya hava/sıvı soğutma ile hibrit olarak kullanıldığı sistemler karşılaştırılmış ve uygun tasarım durumunda pil ömrü ve güvenliğinin iyileştirilebileceği ifade edilmiştir.

Nandy vd. (2023), FDM'lerin poliüretan köpük içerisine entegre edildiği kompozit yapıların ısı transferi ve enerji davranışını inceleyerek, FDM katkısının yalıtım etkinliğini ve

ısı konforu önemli ölçüde iyileştirebildiğini göstermişlerdir. Geliştirilen enerji modeli, uygun FDM türü ve hacim oranı seçimiyle hem ısı depolama kapasitesinin artırılabilirdiğini hem de sıcaklık dalgalanmalarının bastırılarak enerji tüketiminin azaltılabileceğini ortaya koymuşlardır.

Li vd. (2024a), CO₂ ısı pompası ile batarya termal yönetim sistemini FDM üzerinden eşleştiren yeni bir entegre elektrikli araç termal yönetim sistemi önermiş ve kış koşullarındaki ısıtma performansını incelemişlerdir. Çalışmada, CO₂ ısı pompasının çalışma parametrelerinin COP ve FDM ısı depolama davranışı üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. -30 ile -20 °C ortam sıcaklıklarında FDM'nin 1470-2709 W aralığında, 1 saatin altında ısı depolama gücüne ulaşabildiği gösterilmiştir. Yapısal optimizasyon sonucunda, 20 °C geçiş sıcaklığına sahip ve 15 kg kapasiteli FDM ünitesi en uygun tasarım olarak belirlenmiştir. -15 °C koşulunda batarya-FDM eşlemesiyle batarya ön ısıtma enerjisi 1.58 kWh'ten 0.88 kWh'e düşürülerek yaklaşık %44 enerji tasarrufu elde edilmiştir. Ekonomik analiz sonuçlarına göre, FDM ısı depolama uygulamasının yıllık enerji tasarrufu soğuk bölgelerde belirgin düzeylere ulaşmakta olduğunu belirtmişlerdir. Yatırımın geri ödeme süresinin yaklaşık 2.27-6.12 yıl aralığında değiştiği rapor edilmiştir. Ayrıca, FDM ve atık ısı geri kazanımının birlikte kullanılmasının enerji tüketimini azalttığını ve batarya ömrünü uzatmaya katkıda bulunduğunu tespit etmişlerdir.

Hong vd. (2024), FDM tabanlı ısı enerji depolama ve atık ısı geri kazanım sistemleriyle entegre bir EVTMS tasarlayarak sürüş çevrimleri altında performansını incelemiştir. Çalışmada, 12 L düşük ve yüksek sıcaklıklı FDM kullanımıyla termal yönetim sistemi işinin yaz koşullarında en fazla %65.9, kış koşullarında ise %21.1 oranında azaldığı ve elde edilen enerji tasarrufunun sürüş menziline yazın %24.2, kışın ise %18.6'ya varan oranlarda artırdığı gösterilmiştir. Entegre TES+WHR destekli EVTMS'in, enerji tüketimini önemli ölçüde azaltarak elektrikli araçlarda termal kaynaklı menzil kısıtını hafifletme potansiyeline sahip olduğunu ifade etmişlerdir.

Babapoor vd. (2015), karbon fiber katkılı FDM kullanarak lityum-iyon batarya termal yönetimini incelemişlerdir. Çalışmada, pilden ısı üreten batarya simülatörü etrafında sıcaklık dağılımını iyileştirmek amacıyla farklı FDM-karbon fiber kompozit yapılarının ısı performans üzerindeki etkileri deneysel olarak araştırılmıştır. Sonuçlar, FDM içine 2 mm uzunluğunda ve %0.46 kütle oranında karbon fiber ilavesinin, ısı iletimini belirgin biçimde artırarak bataryanın maksimum sıcaklık artışını yaklaşık %45'e varan oranlarda azaltılabildiğini göstermiştir. Bu bulgular, düşük oranda iletken katkı ile güçlendirilmiş FDM kompozitlerinin, Li-iyon batarya

sistemlerinde hem sıcaklık yükselmesini sınırlama hem de daha homojen bir sıcaklık alanı oluşturma açısından etkili bir pasif termal yönetim çözümü sunduğunu ortaya koymuşlardır.

Jin vd. (2014), elektrikli araç bataryaları için geliştirilen ultra-ince bir sıvı soğutma plakası (LCP) üzerinde, klasik düz mini kanallı tasarıma göre performansı artırmak amacıyla eğik kanatçık dizilimine sahip yeni bir mini kanal geometrisi önermişlerdir. Düz kanatçıklar boyunca açılan basit eğik kesitlerle oluşturulan bu yapı, sürekli kanadı eğik parçalara bölerek sınır tabakanın akış yönü boyunca yeniden oluşmasını sağlamış ve böylece tam gelişmiş bölgede görülen yüksek sıcaklık ve belirgin sıcaklık gradyanları azaltılmıştır. Deneysel sonuçlar, eğik mini kanallı LCP'nin ısı transfer katsayılarının konvansiyonel düz mini kanallara kıyasla daha yüksek olduğunu ve tasarlanan plakanın 1240 W ısı yükü altında, debi 0.9 L/dakikanın altında iken dahi batarya yüzey ortalama sıcaklığını 50 °C'nin altında tutabildiğini göstermiştir. Çalışma, uygun geometri optimizasyonu yapılmış mini kanallı soğutma plakalarının, hem yüksek ısı yüklerinde etkin sıcaklık kontrolü sağlaması hem de sıcaklık homojenliğini iyileştirmesi bakımından EV batarya termal yönetimi için uygun bir yöntem olduğunu ortaya koymuşlardır.

Bhakta ve Kundu (2024), otomotiv atık ısı geri kazanımında kullanılan TEG kapsamlı biçimde derleyerek malzeme, ısı eşanjörü ve geometri tasarımı açısından değerlendirmiştir. FDM'nin kullanıldığı düzeneklerde güç çıktısında %32.6 artış ve TEG optimum modül alanında %74.2 azalma sağlanırken, ısı borulu çözümlerde güç çıktısının %43 oranında artırılabilirdiği rapor edilmiştir. Farklı TEG tasarımlarının verimi anlamlı ölçüde iyileştirebildiğini TEG'lerde verimin %8.74'e çıktığı, ayrıca TEG sistemlerinde %16.7'ye varan verim değerlerine ulaşılabildiği ifade edilmiş ve bu gelişmelerin otomotiv atık ısısından elektrik üretimiyle yakıt tüketimi ve emisyonların azaltılması açısından önemli potansiyel olduğu rapor edilmiştir.

Dolla ve Fetene (2024), elektrikli araç batarya termal yönetim sistemlerinde kullanılan faz değişimli malzemeleri kapsamlı bir şekilde inceleyerek, farklı FDM türlerinin erime sıcaklığı, ısı depolama kapasitesi ve ısıl iletkenlik gibi özelliklerini karşılaştırmıştır. Çalışma, uygun erime sıcaklığına ve iyileştirilmiş ısıl iletkenliğe sahip FDM'lerin, batarya yüzeyindeki sıcaklık tepe değerlerini düşürmede ve sıcaklık farklarını azaltmada etkili olduğunu; böylece hem çevrim ömrü hem de güvenlik açısından önemli kazanımlar sağlanabileceğini vurgulamaktadır.

Song vd (2025), termoelektrik malzemeler ve cihazlar için yüksek verimli ve düşük maliyetli yeni nesil çözümlerin geliştirilmesine yönelik bir yol haritası sunarak, yüksek verimlilikte termoelektrik malzemelerin keşfi için yüksek geçirimli hesaplamalar ile makine öğrenmesi tabanlı tarama yaklaşımlarını tartışmıştır. Ayrıca, atık ısıdan elektrik üretimi ve katı hâl soğutma uygulamaları için termoelektrik modüllerin ölçeklenebilir ve ekonomik üretimine yönelik ileri imalat tekniklerinin önemini vurgulayarak, EV batarya atık ısısının TEG'ler aracılığıyla geri kazanıldığı entegre sistemlerin potansiyelini dolaylı olarak desteklemektedir.

Saini ve Osorio (2025), su altı araçlarının pillerinde sıcaklık farklarına dayalı ısı enerjisiyi değerlendirmek için kullanılan FDM ve TEG sistemlerini incelemiştir. FDM tabanlı sistemlerde enerji dönüşüm veriminin yalnızca %0.14-0.6 aralığında kaldığı ve enerji depolama yoğunluğunun yaklaşık 0.26 Wh/kg olduğu, ticari parafin-Bi₂Te₃ tabanlı FDM-TEG entegrasyonlarında ise toplam verimin %0.1 seviyelerine kadar düştüğü vurgulanmıştır. Yazarlar, seçilen FDM'lerin gizli ısısının 100-250 kJ/kg aralığında olduğunu; metal köpük kullanımı ile ısı iletkenliğinin yaklaşık 15 kata, nano malzeme takviyesiyle ise yaklaşık 10 kata kadar artırılabilirdiğini ifade ederek, uygun FDM-TEG eşleşmesinin ve ısı iletkenlik artırıcı tasarımların bu düşük verim sorununu azaltmada kritik olduğunu belirtmişlerdir.

Liu vd. (2022), termoelektrik (TE) dönüştürücüler ile FDM'nin hibritleştirildiği TE-FDM sistemlerinin güncel ilerlemelerini ve gelecek araştırma yönlerini incelemiştir. FDM'nin ısı akısını tamponlayarak TE modüllerinde daha kararlı ve yüksek sıcaklık farkı (ΔT) oluşturduğu, buna karşılık TE'nin FDM'nin erime-donma çevriminde depolanan ısının bir kısmını elektriğe çevirmeye olanak verdiğini görmüşlerdir. Grafit/metal köpük katkılarıyla FDM'nin etkin ısı iletkenliğinin birkaç kat artırılabilirdiğini, bu sayede şarj-deşarj sürelerinde ve sıcaklık gradyanlarında belirgin iyileşmeler elde edildiğini; uygun ısı eşleşmesi ve düşük termal temas direnciyle TE çıkış gücü ve özgül güç yoğunluğunda anlamlı artışlar sağlanabildiğini göstermiştir.

İmran vd. (2023), içten yanmalı motorların egzoz hattındaki atık ısının geri kazanımı için TEG ile su ısı eşanjörünün entegre kullanımı deneysel olarak incelemiştir. TEG modülleri egzoz gazı tarafına, su ısı eşanjörü ise soğuk tarafına yerleştirilmiştir. Böylece sıcaklık farkı artırılarak elektrik üretim kapasitesi yükseltilmiştir. Sonuçlar, zamanla ve sıcak yüzey sıcaklığındaki artışla birlikte TEG'lerden elde edilen gerilim, akım ve gücün de arttığını göstermiştir. Su ısı eşanjörüyle soğutma kullanıldığında, sistem için maksimum 24.2 V gerilim, 3.22 A akım ve 78.05 W mertebesinde elektrik gücü elde edildiği rapor edilmiştir. Bu bulguların, egzoz hattına entegre su soğutmalı TEG-eşanjör düzeneklerinin, motor atık

ısından anlamlı büyüklükte elektrik üretimi için uygulanabilir bir atık ısı geri kazanım seçeneği sunduğunu ileri sürmüşlerdir.

Shi vd. (2023), FDM ile entegre edilmiş TEG performansını parametre analizleriyle optimize etmişlerdir. FDM'nin yüksek ısı depolama kapasitesi sayesinde TEG modüllerinde daha kararlı bir sıcaklık farkı oluşturulduğunu ve böylece çıkış gücünün sürekliliğinin sağlandığını ortaya koymuşlardır. Parametrik analizler, FDM erime sıcaklığının, ısı iletkenliğinin ve kullanılan FDM hacminin sistem performansına önemli etkileri olduğunu göstermiştir. FDM entegre edilmiş TEG sistemini geçici rejimde sayısal olarak inceleyerek Taguchi yöntemiyle optimize etmiş ve ısı–elektrik dönüşüm veriminin %0.49-1.47 aralığında, optimum koşulda ise %1.472 seviyesine ulaştığını göstermiştir. Analizlerde, verim üzerinde en baskın etkinin ısı kaynağı ısı gücü ve FDM kutu geometrisinden geldiğini, FDM tipinin ise en düşük etkiye sahip parametre olduğunu ortaya koymuşlardır.

Shi vd. (2020), otomotiv egzoz atık ısısından elektrik üretimi yapan TEG'lerin geçici rejim performansını iyileştirmek için FDM entegrasyonunu deneysel olarak incelemişlerdir. Egzoz gazı sıcaklıklarındaki dalgalanmaları sönmölemek amacıyla, uygun faz dönüşüm sıcaklığı ve katı-katı faz değişimi sayesinde düşük hacim değişimine sahip pentaeritrol (PE) FDM olarak seçilmiştir. Deneysel sonuçlar, PE entegre edildiğinde TEG'in açık devre geriliminin yaklaşık %0.7, güç çıkışının ise %1.16 oranında arttığını göstermiş ve bu yapılandırmanın FDM destekli otomotiv TEG tasarımları için yol gösterici olabileceği belirtilmiştir.

Mao vd. (2020), FDM'nin ısı depolama özelliği sayesinde TEG'de daha kararlı ve yüksek sıcaklık farkı elde edildiğini ortaya koymuşlardır FDM'li TEG ile FDM'siz TEG'in performansları karşılaştırılmıştır. Isı kaynağı kesildikten sonra FDM içeren TEG'in daha yüksek çıkış gerilimi sağladığı ve enerji hasat süresini belirgin biçimde uzattığı; özellikle, FDM uygulanmasıyla toplam üretilen elektrik enerjisinde yaklaşık %25'lik bir artış elde edildiği rapor edilmiştir. Bu sonuçlar, TEG sistemlerinde FDM entegrasyonunun, performans artırımı için uygulanabilir ve etkili bir yöntem olduğunu ortaya koymaktadır. Ayrıca, FDM entegrasyonunun ani sıcaklık dalgalanmalarını bastırarak TEG sisteminin kararlılığını artırdığı ve enerji dönüşüm verimliliğini iyileştirdiğini görmüşlerdir.

Al-Jabani vd. (2023), düşük hızlarda seyreden araçların egzoz gazlarından atık ısının geri kazanımı için TEG uygulanabilirliğini incelemişlerdir. Çalışmalarında, düşük hızlarda egzoz gazı sıcaklıklarının görece düşük olması nedeniyle TEG performansının sınırlı kaldığını,

ancak uygun ısı eşanjörü tasarımı ve modül konfigürasyonu ile çıkış gücünün artırılabilirliğini bulmuşlardır. Her biri 30 mm × 30 mm boyutlarında TEG1-1263-4.3 tipinde altı TEG modülü kullanılmış; modüller üçü seri ve üçü paralel olacak şekilde bağlanmış ve maksimum 320 °C çalışma sıcaklığına göre tasarlanmıştır. Deneysel sonuçlar, egzoz borusu yüzey sıcaklığı yaklaşık 116 °C seviyesine ulaştığında altı TEG’den elde edilen çıkış geriliminin 4.13 V olduğunu ve sistem veriminin, TEG’lerin sıcak yüzeyi ile temas eden egzoz borusu yüzey sıcaklığına bağlı olarak %3.6-15.9 aralığında değiştiğini rapor etmişlerdir.

Yu vd. (2023), elektrikli araçlarda batarya ısı yönetim sistemlerinin (BTMS) önemini vurgulayarak özellikle ısı borusu (HP) ve FDM tabanlı çözümlere odaklanmışlardır. HP tabanlı BTMS’lerin yüksek ısı transfer performansına rağmen sıcaklık homojenliğinde, FDM tabanlı sistemlerin ise ısı iletkenlik ve dinamik açıdan yetersiz kaldığını; buna karşılık HP-FDM birleşik sistemlerinin her iki yöntemin avantajlarını birleştirerek daha kompakt, basit ve etkili bir çözüm sunduğunu belirtmişlerdir. Çalışmada, farklı HP tipleri ve FDM’de ısı transferini artırma yöntemlerine göre bu sistemler sınıflandırılıp karşılaştırılmış ve gelecekte çoklu ısı yönetim yöntemlerinin birlikte kullanıldığı hibrit BTMS yapılarına doğru bir eğilim olacağı ifade edilmiştir.

Javani vd. (2014), hibrit elektrikli araçlar için, oktadekan FDM içeren gizli ısı enerji depolama ünitesinin buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine paralel bağlandığı yeni bir soğutma sistemi üzerinde enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirmiştir. Sistemde soğutucunun bir kısmının FDM’li ısı eşanjörüne yönlendirilmesiyle, soğutma yükünün bir bölümü depolama ünitesi tarafından karşılanmakta ve kompresör işi azaltılarak genel performans iyileştirilmektedir. Ekserji analizleri, FDM entegre durumda toplam ekserji verimliliğinin yaklaşık %31 olduğunu, parametre optimizasyonu ile bunun %34.5’e kadar çıkarılabildiğini ve en yüksek ekserji yıkım değerinin 0.4 kW olduğunu göstermiş; ayrıca ekserji verimliliğindeki artışın sera gazı emisyonlarını düşürerek sistemin çevresel sürdürülebilirliğini artırdığı rapor edilmiştir.

Tian vd (2020), soğuk hava koşullarında PTC ısıtıcı kullanımının menzili ciddi şekilde kısaltması sorununa çözüm olarak, motor ve kontrol ünitesinden atık ısı geri kazanımı yapılan bir EVTMS önermiş ve sistemi enerji, ekserji ve termo-ekonomik açıdan incelemiştir. Atık ısı miktarının artırılması ve yoğuşma sıcaklığının düşürülmesiyle sistem performansının iyileştiği, en iyi durumda COP’un %13.2 arttığı, toplam ekserji yıkımının %20.01 azaldığı ve araç menzilin %33.64 oranında iyileştiği rapor edilmiştir. Atık ısı 0-2 kW ve yoğuşma sıcaklığı 30-45 °C aralığında değişirken COP’un 2.05-4.71, ekserji veriminin ise %28.63-40.05

aralığında olduğu; PTC ısıtıcıya kıyasla yıllık 162.31-249.44 € işletme maliyeti tasarrufu sağlandığı ve buna bağlı geri ödeme süresinin 4.57-6.77 yıl arasında değiştii belirtilmiştir.

Asef vd (2022), seri hibrit bir elektrikli araç için batarya ısıl yönetim sistemini farklı standart sürüş çevrimleri altında modellemiş ve toplam sahip olma maliyetini en aza indirmek amacıyla optimize etmiştir. Çalışmada, batarya ısı üretimi doluluk oranı ve güç tüketimine bağlı olarak gerçek sürüş koşullarına uygun şekilde modellenmiş; kompresör hızı, fan hızı, chiller, radyatör ve kondenser boyutları tasarım değişkenleri olarak ele alınmıştır. Optimizasyon sonuçları, tüm sürüş çevrimleri için batarya ısıl yönetim sistemi için toplam maliyetin yaklaşık 200 ABD doları seviyesine yakınsadığını ve optimum konfigürasyonun sürüş çevrimlerine göre önemli ölçüde değişmediğini, dolayısıyla tek bir optimum BTMS konfigürasyonunun genel çözüm olarak kabul edilebileceğini göstermiştir.

Lander vd. (2021), farklı batarya termal yönetim sistemleri için batarya ömrünü modele dâhil ederek elektrikli araçların yaşam döngüsü maliyetini incelemiş ve etkin bir BTMS tasarımının maliyetleri anlamlı ölçüde azalttığını göstermiştir. Hava soğutmasından yüzey soğutmaya geçilmesiyle batarya yaşam döngüsü maliyetinin %27 oranında azalarak 0.22 \$/km'den 0.16 \$/km'e düştüğü, ayrıca önerilen geliştirilmiş hücre tasarımı ile yaşam döngüsü maliyetinin konvansiyonel hava soğutmalı hücreye kıyasla %40 azalarak 0.133 \$/km seviyesine indirilebildiği rapor edilmiştir.

Rezaei vd. (2021), Elektrikli araç menzili üzerindeki olumsuz HVAC etkisini azaltmak amacıyla, ısı pompasına paralel bağlanmış FDM ısı eşanjörü içeren yeni bir HVAC sistemi önermiştir. Kabuk-boru tipindeki bu eşanjörde kabuk tarafında konfor bölgesine uygun erime sıcaklığına sahip n-heksadekan, boru tarafında ise R134a kullanılmış; bakır köpükle FDM'nin düşük ısıl iletkenliği iyileştirilmiştir. Nissan Leaf için -5 °C ile 50 °C arasındaki farklı hava sıcaklıklarında yapılan simülasyonlarda, FDM destekli ısı pompası sisteminin, geleneksel ısı pompasına kıyasla araç menzilin 10 °C'de %19 °C'de %11 oranında artırdığı ve kompresör güç tüketimini azalttığı gösterilmiştir.

Tang vd. (2020), Elektrikli araçların fonksiyonel gereksinimlerine göre tasarlanan R134a soğutucu akışkanlı HPAC sistemini deneysel olarak incelemiş ve farklı ortam sıcaklığı, iç kondenser hava debisi, genleşme valfi açıklığı ve kompresör devrinin ısıtma kapasitesi, kompresör güç tüketimi ve COP üzerindeki etkilerini değerlendirmiştir. Soğuk iklim koşullarında sistemin yeterliliğini göstermek amacıyla -5 °C ortam sıcaklığında yapılan testlerde, 3.6 kW ısıtma kapasitesi ve 3.2 COP elde edilerek sistemin yüksek enerji verimliliği

doğrulanmıştır. Ekserji analizi sonuçları, bileşenler arasında en yüksek ekserji yıkımının %55 ile kompresörde gerçekleştiğini; bunu sırasıyla genleşme valfinden %28, kondenserde %12 ve evaporatörde %5 ekserji yıkımı değerlerinin izlediğini ve özellikle iç kondenser hava debisi, ortam sıcaklığı ve EXV açıklığının hem ekserji yıkımı hem de ekserji verimi üzerinde belirleyici olduğunu ortaya koymuştur.

Li vd (2024b), EV'ler için farklı iklim bölgelerine uygun HVAC/ısı pompası sistemlerini yıllık enerji tüketimi, yaşam döngüsü iklim performansı (LCCP) ve yaşam döngüsü maliyeti açısından karşılaştırarak her bölge için en uygun soğutucu akışkan-çevrim kombinasyonunu belirlemiştir. Sonuçlar, -30 ile -15 °C aralığında CO₂ HPAC sisteminin R134a HPAC'e kıyasla COP'u 0.9 artırdığını; buna karşın soğutma modunda CO₂ sistemlerinin R134a ve R1234yf'ye göre %5-40 daha yüksek güç tüketimine sahip olduğunu ve ısı pompası teknolojisinin PTC ısıtıcılara kıyasla %80'e varan enerji tasarrufu sağlayabildiğini göstermektedir. LCCP analizlerinde, yüksek GWP nedeniyle R134a içeren sistemlerin tüm bölgelerde en zayıf çevresel performansı sergilediği, buna karşılık CO₂ HPAC sisteminin soğuk bölgelerde %20-60 aralığında karbon emisyonu tasarrufu sağladığı; ekonomik açıdan ise CO₂ sistemlerinde yüksek kompresör maliyetinin başlangıç yatırımını artırarak özellikle sıcak bölgelerde R1234yf tabanlı sistemlere göre dezavantaj oluşturduğu rapor edilmiştir.

Luo vd (2025), Isı borulu yeni bir otomotiv termoelektrik jeneratörü (ATEG) ile geleneksel ATEG'i geçici rejimde enerji, ekserji ve ekonomik açıdan karşılaştırmış ve bu amaçla geçici CFD tabanlı ısı-elektrik hibrit bir model geliştirmiştir. Sonuçlar, yeni ATEG'in tam bir sürüş döngüsü boyunca çıkış gerilimini %60.99, çıkış gücünü ise %32.98 oranında artırdığını; buna karşın her iki sistem için ekserji verimliliğinin yaklaşık %19 seviyesinde kaldığını göstermiştir. Aynı döngüde üretilen elektrik enerjisi yeni ve geleneksel ATEG için sırasıyla 0.0442 kWh ve 0.0307 kWh olup, maliyet geri ödeme süreleri 2.86 yıl ve 1.83 yıl olarak bulunmuş; yalnızca kararlı durum modeline dayanan ekonomik analizlerin geri ödeme süresini olduğundan düşük tahmin edebileceği vurgulanmıştır.

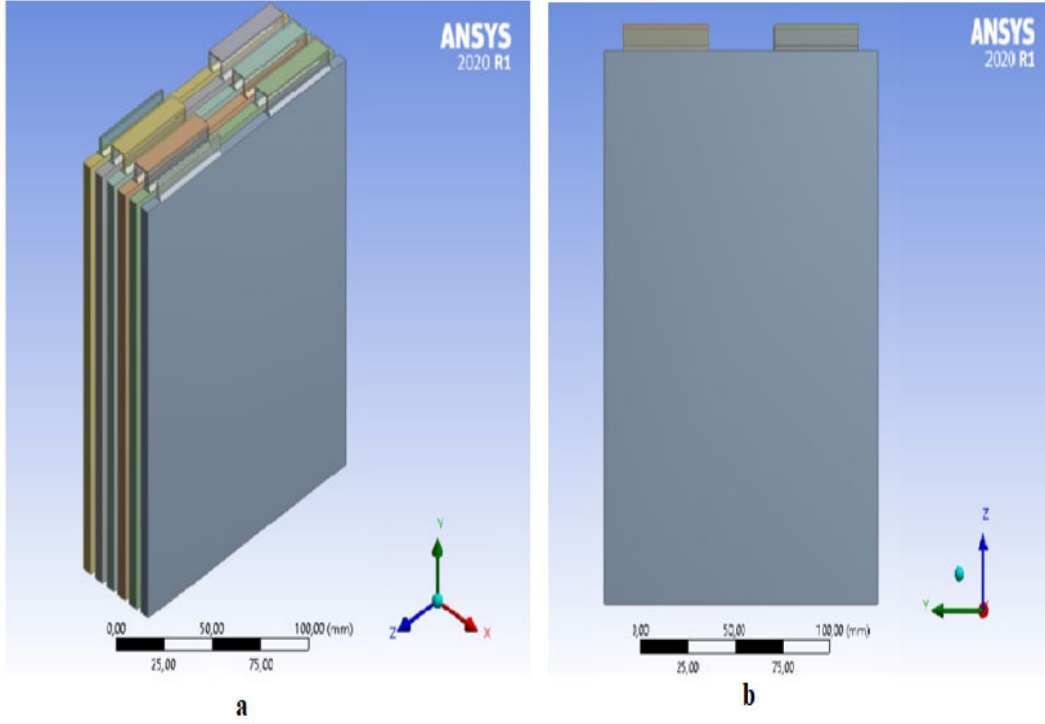
2. LİTYUM İYON PİL PERFORMANSININ BELİRLENMESİ

Lityum-iyon bataryalar, yüksek enerji yoğunlukları ve uzun çevrim ömürleri sayesinde elektrikli araçlarda en yaygın enerji depolama araçları olarak kullanılmaktadır. Bataryaların performansı, C oranı, sıcaklık, şarj-deşarj profili gibi çalışma koşullarına bağlıdır. Çalışma sırasında gerçekleşen elektrokimyasal reaksiyonlar ve iç dirençten kaynaklanan kayıplar, önemli miktarda atık ısı üretimine yol açmaktadır. Üretilen bu ısının kontrol altına alınması, hem batarya güvenliği hem de batarya ömrünün uzatılması açısından önemli bir yere sahiptir (Mavi ve Arslan, 2024).

2.1. Pillerin Çalışma Prensipleri

Lityum-iyon piller, elektrokimyasal enerji depolama prensibine göre çalışan ikincil batarya sistemleridir. Bu hücrelerde elektrik enerjisinin depolanması ve geri kazanılması, anot ve katot malzemeleri arasında gerçekleşen indirgenme-yükseltgenme reaksiyonlarına dayanmaktadır. İncelenen hücre tasarımında katot malzemesi olarak LiMn_2O_4 , anot malzemesi olarak grafit kullanılmıştır. Elektrolit, lityum iyonlarının elektrotlar arasında taşınmasını sağlarken, separatör iyon iletkenliğine izin verip elektron iletkenliğini engelleyerek elektriksel kısa devreyi önlemektedir (Mavi ve Arslan, 2024).

Hücre içindeki enerji dönüşüm sürecinde, elektrot-elektrolit arayüzünde gerçekleşen reaksiyon kinetiği, iyon taşınımı ve iç direnç, pilin performansını belirleyen temel parametrelerdir. Bu süreçler aynı zamanda hücre içerisinde ısı kayıplarının ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Bu da sıcaklık dağılımını etkileyerek etkin bir termal yönetim gerekliliğini gündeme getirmektedir. Analizlerde incelenen batarya ünitesi ilk olarak, seri bağlı altı prizmatik hücreden oluşmaktadır. Bu yapı elektrikli araç uygulamalarında gerekli olan daha yüksek gerilim ve kapasite taleplerini karşılayabilecek şekilde tasarlanmıştır. Modelde, iki fazlı akış için konvektif ısı transfer katsayıları ampirik ifadeler kullanılarak hesaplanmıştır. Analizlerde kullanılmak üzere 14.6 Ah kapasiteli prizmatik bir Li-ion batarya seçilmiştir. Batarya, bir LiMn_2O_4 katot ve grafit bazlı anot içermektedir. Analizde kullanılan batarya ünitesi şekil 2.1'de göstermektedir. Batarya özellikleri ise Tablo 2.1'de verilmiştir (Mavi ve Arslan, 2024).



Şekil 2.1. (a) Batarya ünitesinin 3B görünümü ve (b) XY düzleminde görünümü.

Tablo 2.1. Lityum iyon pil özellikleri

Özellikler	Değer
Batarya kapasitesi	14.6 Ah
Maksimum voltaj	4.2 V
Minumum voltaj	3.0 V
Katot malzemesi	LiMn_2O_4
Anot malazemesi	Grafit
Elektrolit	Polimer esaslı
Boyutları (mm)	192 x 145 x 5.4

2.2. Batarya Termal Davranışının Matematiksel Modellemesi

Lityum-iyon bataryaların ısı davranışı, elektrokimyasal süreçlerle birlikte enerji dönüşümlerinin matematiksel modeller aracılığıyla tanımlanmasıyla incelenmektedir. Bu çalışmada batarya termal davranışı, Newman-Tiedemann-Gu-Kim (NTGK) modeli kullanılarak ifade edilmiştir. NTGK modeli, Li-ion bataryaların elektrotermal sürecini analiz etmek için geliştirilmiş matematiksel bir modeldir. NTGK modeli, elektrotermal etkileşimleri

ayrıntılı olarak hesaplamak için batarya iç yapısını inceler. Bu model, elektrotlar arasındaki iletkenlik, elektrotlar ve elektrolit arasındaki difüzyon, elektrot yüzeylerindeki elektrokimyasal reaksiyonlar ve bataryanın iç direnci gibi faktörleri içerir. Bu faktörlere bağlı olarak batarya içinde oluşan ısıyı ve sıcaklık dağılımını hesaplamak için termal denklemler içerir. Batarya ünitesinin sıcaklık ve termal analizleri, başlangıç sıcaklıkları, farklı soğutucu akışkan giriş sıcaklıkları ve farklı C oranları dikkate alınarak ANSYS Fluent programında NTGK modeli ile incelenmiştir (Özkan ve Genç, 2023; Zhang vd., 2020). Modelde kullanılan polarizasyon değerleri ve denklemler aşağıda verilmiştir.(Zhang vd., 2020; Newman ve Tiedemann, 1993; Kim vd., 2022; Kim vd., 2009)

$$\frac{\partial \rho C_p T}{\partial t} = \sigma_+ |\nabla \varphi_+|^2 + \sigma_- |\nabla \varphi_-|^2 + \dot{Q}_g \quad (D.1)$$

burada, batarya içerisindeki sıcaklık değişimi, malzemenin termofiziksel özellikleri ve ısı üretim terimleri dikkate alınarak enerji korunumu denklemiyle ifade edilmektedir. ρ , yoğunluk, C_p , özgül ısı kapasitesi, σ_+ σ_- Pozitif/negatif elektrotların elektriksel iletkenlikleri, φ_+ φ_- , Elektrot faz potansiyelleri, \dot{Q}_g , hücre içinde üretilen ısı miktarıdır. Akım yoğunlukları ise;

$$\nabla \cdot (\sigma_+ \nabla \varphi_+) = -(J_{nac} - J_{kd}) \quad (D.2)$$

$$\nabla \cdot (\sigma_- \nabla \varphi_-) = (J_{nac} - J_{kd}) \quad (D.3)$$

$$J_{nac} = \alpha Y [U - (\varphi_+ - \varphi_-)] \quad (D.4)$$

burada, φ^+ ve φ^- terimleri pozitif ve negatif elektrotların faz potansiyellerini ifade eder. J_{nac} hacimsel akım oranını, J_{kd} ise akım iletkenlik oranını temsil etmektedir. Y ve U, pilin açık devre gerilimlerini ve pilin deşarj düzeyiyle değişen değişkenleri göstermektedir (Chacko ve Chung, 2012; Allu vd., 2014). U ve Y değerleri, (Zhang vd., 2020; Kim vd., 2009; Gu, 1983) numaralı deneysel çalışmalardan elde edilmiştir.

$$U = a_0 + a_1(DoD) + a_2(DoD)^2 + a_3(DoD)^3 \quad (D.5)$$

$$Y = a_4 + a_5(DoD) + a_6(DoD)^2 \quad (D.6)$$

burada, a_0 - a_6 polinomsal eğri uydurması sonucu elde edilen katsayılardır (Kim vd., 2011). DoD (deşarj derinliği) değeri ise aşağıdaki eşitlikte verilmiştir (Zhang vd., 2020).

$$DoD = \frac{V_b}{3600 Q_{Ah}} \left(\int_0^t j dt \right) \quad (D.7)$$

burada, V_b , batarya gerilimi (V), J , Akım yoğunluğu (A/m^2), t zaman (s), Q_{Ah} batarya nominal kapasitesi (Ah/m^2) olarak ifade edilir. Batarya içerisindeki sıcaklık dağılımı, Fourier ısı iletim yasasına göre aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir (Kim vd., 2011):

$$\frac{\partial \rho C_p T}{\partial t} - \nabla \cdot (k \nabla T) = \dot{q} \quad (D.8)$$

burada, k ısı iletkenlik katsayısı, \dot{q} hacimsel ısı üretim oranıdır. Batarya yüzeyinden ısı transferi ise;

$$q = h(T_s - T_b) \quad (D.9)$$

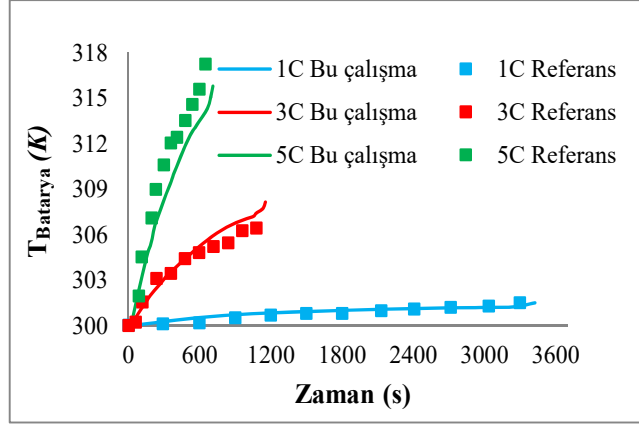
burada, h Isı transfer katsayısı (W/m^2K), T_s , Batarya yüzey sıcaklığı ($^{\circ}C$), T_b , Ortam sıcaklığı ($^{\circ}C$) olarak ifade edilmiştir. Soğutucu akışkanın akış modeli ise, kütle ve momentum korunumu ilkesine dayalı denklemler ile tanımlanmaktadır. Bu kapsamda süreklilik ve momentum denklemleri aşağıda verilmiştir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (D.10)$$

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + (\vec{v} \nabla) \vec{v} = -\frac{\nabla p}{\rho} + \frac{\mu}{\rho} \cdot \nabla^2 \vec{v} = 0 \quad (D.11)$$

burada, ρ akışkan yoğunluğu (kg/m^3), \vec{v} akışkan hız vektörü (m/s), t zaman (s), p basınç (Pa), μ dinamik viskozite, denklem D.10'da, akışkan için kütle korunumunu ifade eder. Denklem D.11'de ise akışkanın momentum korunumunu ifade eder.

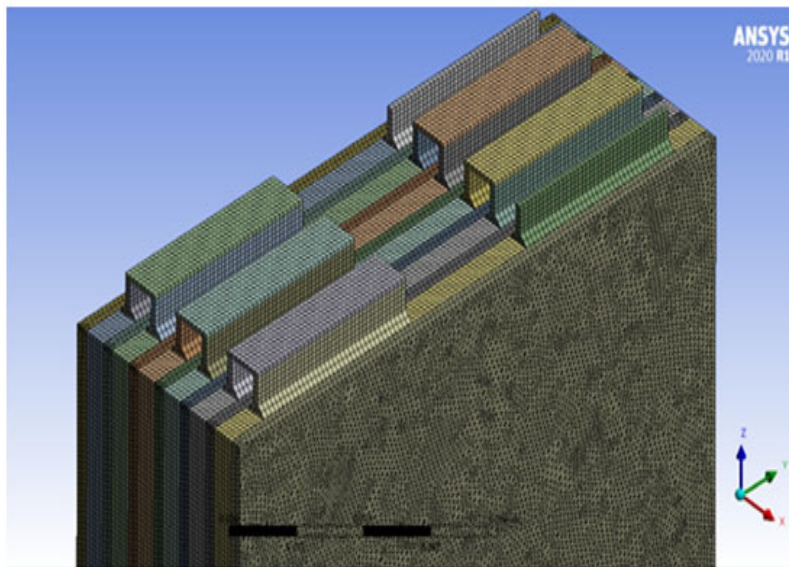
CFD analiziyle elde edilen simülasyon sonuçları, doğrulama için gerçekleştirilen Referans çalışma (Kim vd., 2011) ile karşılaştırılmıştır. Batarya modelinin doğruluğunu desteklemek için, atıfta bulunulan çalışmada bildirilen aynı çalışma koşulları benimsenmiş ve Tablo 2.1'de verilen batarya özellikleri kullanılarak 1C, 3C ve 5C deşarj oranlarında simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları (Bu çalışma) ve referans çalışma için zamana bağlı olarak batarya sıcaklıklarındaki değişimler Şekil 2.2'de verilmiştir (Mavi ve Arslan 2024).



Şekil 2.2. Simülasyon sonuçlarının doğrulanması.

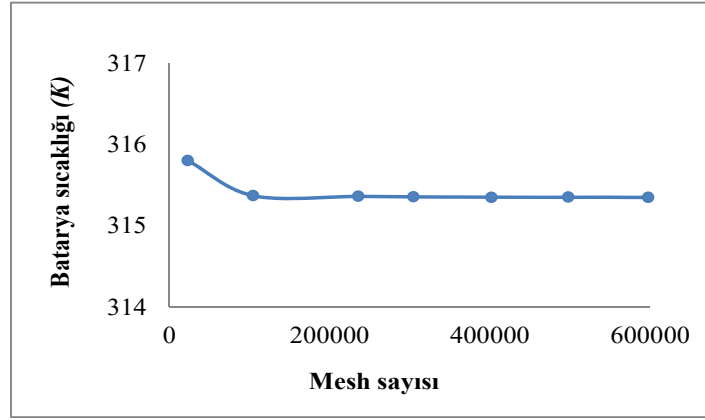
Şekil 2.2'ye göre, korelasyon katsayıları (R^2) sırasıyla 0.963, 0.971 ve 0.987 olarak bulunmuştur. Ortalama yüzde hata (MAPE) değerleri sırasıyla %0.3580, %0.1635 ve %0.5538 olarak belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar referans alınan çalışmadaki deneysel bulgularla uyumlu olduğu görülmektedir. Bu sayede, batarya modelinin yüksek doğrulukla kullanılabileceği kanıtlanmıştır. Mesh işlemi, hibrit mesh yapısı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Modelin sayısal çözümü ANSYS programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Batarya geometrisine uygun üç boyutlu mesh yapısı oluşturulmuş ve çözüm güvenilirliğini sağlamak amacıyla farklı mesh bağımsızlık analizi yapılmıştır. Mesh oluşturma işlemi hibrit mesh yapısı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. LiMn_2O_4 batarya ünitesinin üç boyutlu mesh yapısı Şekil 2.3'te gösterilmektedir.



Şekil 2.3. LiMn_2O_4 batarya modülünün mesh yapısı.

5C deşarj oranında, farklı mesh sayıları için NTGK modeli kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Analizde ortam sıcaklığı 300 K olarak kabul edilmiştir. Mesh sayısındaki artışa bağlı olarak maksimum hücre sıcaklığının termal değişimi Şekil 2.4'te verilmiştir.



Şekil 2.4. Batarya mesh hassasiyeti.

Şekil 2.4'e göre, sıcaklık değişimleri mesh sayısına bağlı olarak verilmiştir. Buna göre, 235638'den 304535'e eleman sayısının artmasına bağlı olarak batarya sıcaklığının 315.3618 K'den 315.3567 K'ye düştüğü gözlemlenmiştir. Bu sonuca göre, maksimum batarya sıcaklığı açısından değişim 0.051 K olmuştur. Mesh hassasiyeti için, 304535 eleman sayısı analizi yapmak için yeterli bulunmuştur.

2.3. Bataryada Isı Üretimi

Lityum-iyon batarya çalışma sırasında ortaya çıkan ısı, başlıca akımın büyüklüğü, iç direnç, şarj durumu (SOC) ve sıcaklık gibi parametrelerden etkilenmektedir. İç direnç kaynaklı Joule kayıpları geri döndürülemez nitelikte olup ısının en önemli bileşenini oluştururken, elektrot potansiyellerinin sıcaklığa duyarlılığı geri dönüşümlü entropik ısı üretimine neden olmaktadır. Çalışma koşullarındaki değişimler (yüksek C oranı değerleri, hızlı şarj-deşarj döngüleri, düşük ortam sıcaklıkları) batarya içerisinde ısı birikimini artırarak performans kayıplarına ve güvenlik risklerine yol açabilmektedir. Bu nedenle, ısı üretim mekanizmalarının doğru biçimde modellenmesi, lityum-iyon batarya güvenli ve verimli çalışması açısından kritik öneme sahiptir. Lityum-iyon batarya bu amaçla yaygın olarak Bernardi formülü kullanılmaktadır (Liu vd., 2023). Hücre içinde üretilen toplam ısı üç ana bileşenden oluşmaktadır: ohmik kayıplara bağlı Joule ısısı, entropik değişimlerden kaynaklanan geri dönüşümlü ısı ve elektrolit bozunması veya katı elektrolit ara yüzeyi (SEI) tabaka oluşumu gibi yan reaksiyonlar sonucu ortaya çıkan ısıyı ifade etmektedir. Bu bileşenler arasında Joule ısısı özellikle yüksek akım altında çalışan hücrelerde daha etkin rol oynamaktadır. Entropik ısı, işlem yönüne ve sıcaklığa bağlı olarak pozitif ya da negatif değer alabilirken, yan reaksiyon

kaynaklı ısı normal çalışma koşullarında genellikle ihmal edilebilir düzeydedir (Wang vd., 2016; Huang vd., 2006; Onda vd., 2006; Forgez vd., 2010; Bandhauer vd., 2014). Batarya hücresindeki ısı üretiminin hesaplanmasına yönelik yaygın kullanılan ifadeler aşağıda sunulmuştur (Bernardi vd., 1985).

$$q = I^2R(I, SOC) - IT_B \frac{\partial E(SOC)}{\partial T} \quad (D.12)$$

$$q_j = I^2R(I, SOC) = I(E(SOC) - U(I, t)) \quad (D.13)$$

Çeşitli parametreler ısı üretim oranını (q) etkilemektedir. Bu parametreler arasında deşarj akımı (I), direnç (R), batarya sıcaklığı (T_B), açık devre voltajı (E), terminal voltajı (U), Joule ısısı (q_j) ve şarj durumu (SOC) bulunur. Ek olarak, denklemdeki $IT \frac{\partial E}{\partial T}$ terimi, batarya geri dönüşümlü elektrokimyasal reaksiyonları tarafından üretilen ısıyı ifade eder. Özellikle, Denklem 2.12'ye göre, bataryadaki ısı üretim oranının dış ortam sıcaklığına, şarj ve deşarj oranlarına ve bataryaya uygulanan akıma bağlı olarak değişmesi önemlidir. Denkleme belirtilen geri dönüşümsüz Joule ısısı, esas olarak ohmik ve polarizasyon direncini içeren batarya DC direncine bağlıdır (Ouyang vd., 2015) Pratik uygulamalarda, bu geri dönüşümsüz Joule ısısı genellikle geri dönüşümsüz alternatiflere kıyasla tercih edilen bir ısı kaynağı olarak kabul edilir (Somasundaram vd., 2012). Batarya hücresinin içindeki termal dağılım, sabit ısı üretimi ve herhangi bir zamanda belirli bir iç sıcaklık ile tanımlanan toplu bir kütle noktası olarak görülebilir. Bu bağlamda, toplu parametre yöntemi kullanılarak elde edilen sonuçlar, batarya için ısı transferi denklemlerini çözmede diğer karmaşık yöntemlere kıyasla daha basit ve avantajlı bir çözüm sunmaktadır (Forgez vd., 2010). Bu çalışmada, bir lityum iyon batarya modülünün termal performansı analiz edilmiştir. Simülasyonlar ANSYS Fluent 2020R1 kullanılarak gerçekleştirilmiş ve modelleme sürecinde MSDM (Çok Ölçekli Çok Alanlı Model) yaklaşımı kullanılmıştır. Batarya hücrelerinin elektrokimyasal ve termal davranışlarını modellemek için NTGK batarya modülü kullanılmıştır. Seçilen batarya hücreleri, toplam 132.4 kW güç çıkışına sahip $LiMn_2O_4$ kimyasına dayanmaktadır. Bu çalışmada, ANSYS Fluent programında 6 hücreden oluşan bir modül için gerçekleştirilen analizler sonucunda elde edilen atık ısı değerleri temel alınmıştır. Batarya paketinde bu modülden toplam 360 adet bulunduğundan, paket düzeyindeki toplam atık ısı miktarı, bir modülden elde edilen değerlerin 360 ile çarpılması yoluyla hesaplanmıştır. Böylece modül bazlı sayısal modelleme sonuçları, doğrusal ölçekleme yaklaşımıyla gerçekçi bir araç batarya paketi göz önünde bulundurularak değerlendirilmiştir. Başlangıçta, 4.2 V ve 14.6 Ah nominal kapasiteli altı lityum iyon hücre seri olarak bağlanmış ve 25.2 V voltaj ve 367.92 Wh enerji kapasiteli bir modül elde edilmiştir.

Daha sonra, bu seri bağılı modüllerden 20 tanesi paralel bağlanarak toplam 292 Ah kapasite ve 7384 Wh enerji çıkışı sağlanmıştır. Son aşamada ise bu paralel bağılı 20 ünitenin kendi aralarında 18 adeti seri bağlanarak toplam voltajı 453.6 V ve yaklaşık enerji kapasitesi 132.4 kWh olan bir batarya paketi oluşturulmuştur. Batarya sisteminin özellikleri Tablo 2.2'de verilmiştir (Mavi ve Arslan, 2025).

Tablo 2.2. Batarya Özellikleri.

Bileşen	Değer
Batarya Kimyası	LiMn ₂ O ₄
Hücre nominal değeri Gerilim	4.2 V
Kesme geilmesi (hücre)	3.0 V
Hücre kapasitesi	14.6 Ah
Toplam modül sayısı	360
Bağlantı türü	Seri-Paralel Kombinasyon
Sistem kapasite	292 Ah
Sistem Gerilim	453.6 V
Toplam güç	132.4 kWh

2.4. Batarya da C oranı, sıcaklık, şarj/deşarj profilleri

Lityum-iyon bataryaların performansı ve toplam ömrü bataryaların çalışma koşullarına bağlıdır. Bu koşullar arasındadeşarj hızı (C oranı), çalışma sıcaklığı, şarj/deşarj profilleri ve çevrim sayısı öne çıkmaktadır. Genel olarak, C oranı değerinin yükselmesi, bataryanın daha kısa sürede enerji boşaltmasını sağlarken, aynı zamanda iç direnç kaynaklı kayıpları artırarak kapasite kaybına ve daha yüksek ısı üretimine yol açmaktadır. Çalışma sıcaklığı, elektrokimyasal reaksiyonlar ve iyon hızını belirleyen en önemli parametrelerden biridir. Optimum sıcaklık aralığında (genellikle 20-40°C), iyon iletkenliği yüksek seviyede olup kapasite korunmaktadır. Düşük sıcaklıklarda iyon hızı azalmakta ve kapasite kaybı ortaya çıkmaktadır. Yüksek sıcaklıklar ise elektrolit bozunması, SEI tabakasında bozulma ve kalıcı kapasite düşüşüne yol açmaktadır. Ayrıca, sıcaklık arttıkça iç direnç kaynaklı ısı üretimi de yükselmekte, bu da termal kaçak riskini artırarak batarya güvenliğini olumsuz etkilemektedir (Mavi ve Arslan, 2025).

Şarj/deşarj süreçleri de batarya davranışını şekillendiren bir başka önemli faktördür. Sabit akım, sabit gerilim veya karma şarj stratejileri batarya davranışını doğrudan etkilemektedir. Özellikle hızlı şarj/deşarj döngüleri, yani yüksek akım yoğunlukları altında gerçekleştirilen hızlı şarj/deşarj koşulları, özellikle anot malzemesinde lityum çökmesi ve SEI tabakasında dengesizliklere yol açarak çevrim ömrünü kısaltmaktadır. Ayrıca, sürekli yinelenen şarj/deşarj döngüleri, iç direnç artışı ve kapasite düşüşüyle sonuçlanmaktadır. Bu da elektrikli araç uygulamalarında menzil kaybı ve güvenlik riskleri doğurmaktadır. Buna ek olarak, çevrim sayısı, bataryanın uzun vadeli kapasite performansını ortaya koyan temel göstergelerden biridir. Yüksek C oranı ve olumsuz sıcaklık koşulları altında kapasite kayıpları hızlanmakta, böylece çevrim ömrü kısalmaktadır. Sonuç olarak, çalışma koşulları lityum-iyon bataryaların sadece anlık performansını değil, aynı zamanda batarya ömrü boyunca güvenlik, kapasite korunumu ve ısı yönetim gereksinimlerini de doğrudan belirlemektedir (Mavi ve Arslan, 2025).

Lityum-iyon bataryaların çalışma koşullarının termal davranış üzerindeki etkilerini ortaya koymak için, çoğunlukla sayısal modeller ve deneysel doğrulamalarla birlikte incelenmektedir. NTGK tabanlı elektrokimyasal-ısı modeller ile, farklı C oranı ve DoD seviyelerinde hücre sıcaklık dağılımını analiz edilerek ısı üretim süreçlerinin daha ayrıntılı şekilde analiz edilmesine olanak tanımaktadır. Sayısal analiz sonuçları, soğutmasız durumda yalnızca doğal taşınım ile soğutulan bataryalarda yüzey sıcaklığının hızla yükseldiğini, buna karşılık zorlanmış taşınım veya iki fazlı soğutma yöntemlerinde daha dengeli bir sıcaklık dağılımı elde edildiğini göstermektedir. Aynı zamanda çalışma sıcaklığı ve akım yoğunluğu arasındaki ilişki, hücrede açığa çıkan Joule ısısı ve entropik ısının miktarını belirlemekte ve ısı yönetim ihtiyacını doğrudan etkilemektedir. Dolayısıyla, farklıdeşarj oranları ve sıcaklık profilleri altında gerçekleştirilen simülasyonlar, bataryaların güvenli çalışma aralıklarının belirlenmesinde ve uygun soğutma stratejilerinin geliştirilmesinde önemli bir etkidir (Mavi ve Arslan, 2024).

2.5. Batarya Soğutma Etkinliği

Elektrikli araçlarda kullanılan lityum-iyon bataryaların güvenli, verimli ve uzun ömürlü çalışabilmesi için etkin bir soğutma stratejisinin geliştirilmesi büyük önem taşımaktadır. Yüksek akım değerlerinde gerçekleşen şarj vedeşarj döngüleri sırasında ortaya çıkan ısı yükleri, soğutma sistemleri yetersiz kaldığında hücre sıcaklığının kritik seviyelere yükselmesine, termal kaçak riskinin artmasına ve batarya ömrünün kısalmasına neden olmaktadır. Bu bağlamda, bataryanın soğutma etkinliğinin değerlendirilmesi hem güvenlik hem de performans açısından temel bir gereklilik olarak ortaya çıkmaktadır. Soğutma sistemlerinin

etkinliği, yalnızca bataryanın maksimum sıcaklığını sınırlamakla değil, aynı zamanda hücreler arası sıcaklık dağılımını homojen tutmakla da ilişkilidir. Yüzey sıcaklığındaki dengesizlikler, elektrokimyasal reaksiyonların farklı hızlarda gerçekleşmesine yol açarak kapasite kayıplarını hızlandırmakta ve çevrim ömrünü azaltmaktadır. Etkin bir soğutma tasarımı, bu tür sıcaklık gradyanlarını en aza indirerek bataryanın hem anlık performansını hem de uzun vadeli dayanıklılığını iyileştirmektedir (Mavi ve Arslan, 2024).

Elektrikli araç bataryasının etkin bir şekilde soğutulması ile bataryadan elde edilen atık ısının ikinci kez kullanılabilmesi için uygun koşullar oluşturmaktadır. Homojen ve kontrollü bir sıcaklık dağılımı sağlanmasında, ortaya çıkan atık ısının güvenli bir şekilde kullanılması amaçlanmaktadır.. Bu durum, yalnızca batarya güvenliğini sağlamakla kalmaz, aynı zamanda sistemin genel enerji verimliliğinin de artırılmasına katkı sağlamaktadır.

Batarya modelinin soğutulması için, iki fazlı akış seçilmiştir. İki fazlı akışkan için ısı transfer katsayısı h , kabarcık kaynama h_k ve zorlanmış konveksiyon katsayılarının h_z toplamı olarak verilmiştir (Yüncü ve Kakaç, 1999):

$$h = h_k + h_z \quad (D.14)$$

burada

$$h_k = 0,023 \left(\frac{G \cdot (1-x) \cdot D}{\mu_f} \right)^{0,8} Pr_f^{0,4} \frac{\lambda_f}{D} \cdot F \quad (D.15)$$

$$h_z = 0,00122 \left(\frac{k_f^{0,79} C_{pf}^{0,45} \rho_f^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu_f^{0,29} h_{fg}^{0,24} \rho_g^{0,24}} \right) \Delta T_d^{0,24} \Delta P_d^{0,75} S \quad (D.16)$$

burada, ΔT_d batarya yüzey sıcaklığı T_w ile akışkanın doyma sıcaklığı T_s arasındaki fark olarak atanır; burada ΔP_d , T_w 'deki doyma basıncı ile T_s 'deki akışkanın doyma basıncı arasındaki farktır. F , S , G , σ , x , μ , ρ ve k sırasıyla zorlanmış konveksiyon-kaynama faktörü, etkinlik faktörü, kütle hızı, yüzey gerilimi, kuruluk faktörü, dinamik viskozite, yoğunluk ve iletkenlik olarak tanımlanır. f ve g 'nin alt simgeleri sırasıyla doymuş sıvı ve buhar noktalarındaki özellikleri gösterir. Martinelli parametresi X_{tt} açısından, F tarafından tanımlanır (Yüncü ve Kakaç, 1999):

$$\begin{aligned} F &= 1.0 & \frac{1}{X_{tt}} &\leq 0.1 \\ F &= 0.235 \left(\frac{1}{X_{tt}} + 0,213 \right)^{0,736} & \frac{1}{X_{tt}} &> 0.1 \end{aligned} \quad (D.17)$$

burada

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g}\right)^{0,1} \quad (D.18)$$

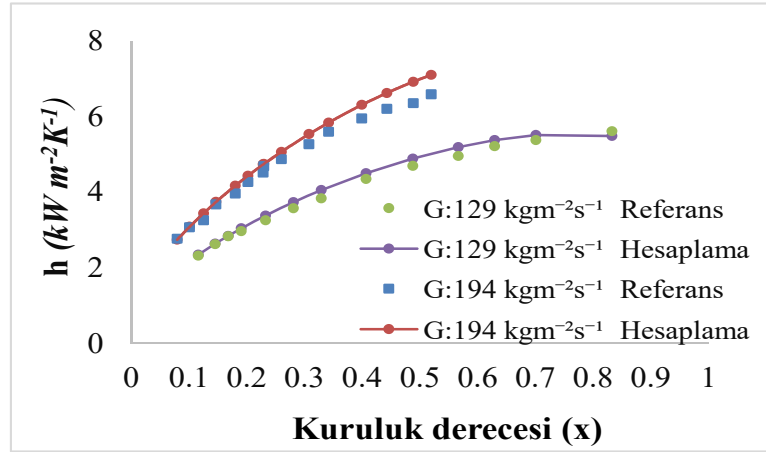
Re sayısı açısından S şu şekilde verilir (Yüncü ve Kakaç, 1999):

$$\begin{aligned} S &= (1 + 0,12Re^{1,14})^{-1} & Re \leq 32.5 \\ S &= (1 + 0,42Re^{0,78})^{-1} & 32.5 < Re < 70 \\ S &= 0.1 & Re \geq 70 \end{aligned} \quad (D.19)$$

burada Re sayısı F cinsinden verilmiştir (Yüncü ve Kakaç, 1999):

$$Re = F^{1,25} \left(\frac{G \cdot (1-x) \cdot D_h}{\mu_f}\right) \quad (D.20)$$

burada D_h , dikdörtgen kesitli bir boru dikkate alındığında hidrolik çap olarak tanımlanmaktadır. Önerilen model, literatür verileriyle doğrulanmış ve sonuçlar Şekil 2.5'te verilmiştir (Lv vd., 2022).



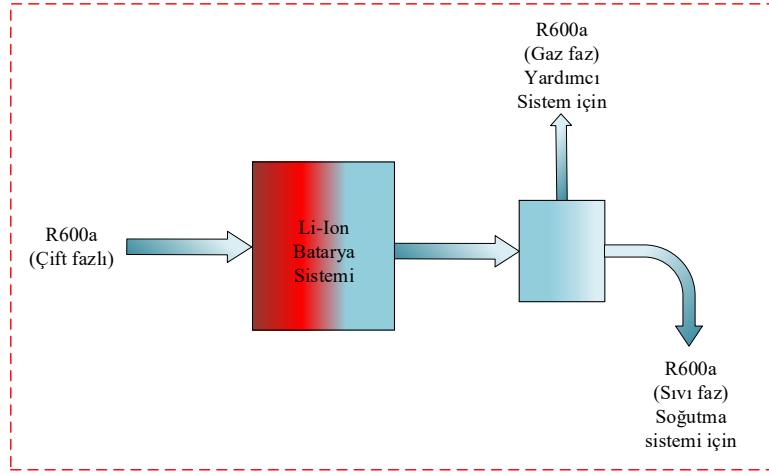
Şekil 2.5. Isı transfer modelinin doğrulanması.

Şekil 2.5'e göre R^2 değerleri sırasıyla 0.9934 ve 0.9926, MAPE değerleri ise %4.4903 ve %2.5882 olarak elde edilmiştir. Sonuçlar, modelin simüle edilen referans çalışma ile uyumlu olduğunu göstermektedir.

3. BATARYA TERMAL YÖNETİM SİSTEMİ

Elektrikli araçlarda kullanılan batarya sistemleri, çalışma sırasında önemli miktarda atık ısı üretmektedir. Bu ısı, çoğu uygulamada yalnızca soğutma ihtiyacını karşılamak amacıyla uzaklaştırılmakta ve kayıp enerji olarak değerlendirilmektedir. Uygun yöntemlerle geri kazanılan bu enerji, farklı amaçlarla değerlendirilebilecek önemli bir potansiyele sahiptir. Atık ısının yeniden kullanımı, yalnızca batarya sistemlerinin güvenli sıcaklık aralıklarında çalışmasını sağlamakla birlikte taşıtın genel enerji verimliliğini de artırır. Bu doğrultuda, bataryadan uzaklaştırılan ısının yardımcı sistemlerde ısıtma, elektrik üretimi veya ek soğutma süreçlerinde kullanılması, elektrikli araçlarda performans ve menzil açısından kayıpların azaltılmasına ve daha uzun sürüş mesafelerinin elde edilmesine olanak tanımaktadır.

Analizlerde soğutma ortamı olarak R600a tercih edilmiştir. R600a, yüksek ısı transfer katsayısı sayesinde etkin bir soğutma sağlamakta, böylece batarya yüzeyinde homojen sıcaklık dağılımı elde edilmesine katkıda bulunmaktadır. Ayrıca düşük küresel ısınma potansiyeli (GWP) ve çevre dostu özellikleri nedeniyle sürdürülebilir enerji yönetimi açısından da avantaj sunmaktadır. Isı yönetim sisteminin şeması Şekil 3.1’de verilmiştir (Mavi ve Arslan, 2024).



Şekil 3.1. Çift fazlı termal yönetim sisteminin şeması

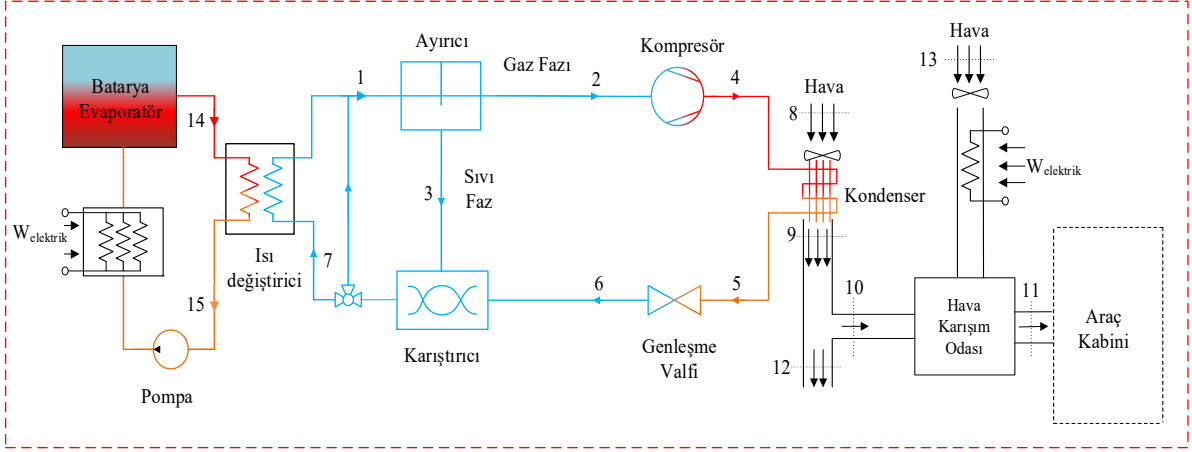
Şekil 3.1’de görüldüğü üzere, soğutma sistemlerinde yaygın kullanımı, yüksek ısı transfer katsayısı ve düşük küresel ısınma potansiyeli (GWP) gibi çevresel avantajları nedeniyle soğutma ortamı olarak R600a tercih edilmiştir. Li-iyon batarya hücresinde oluşan ısı, R600a’nın faz değişim süreci ile etkin bir şekilde uzaklaştırılmakta ve bu sayede batarya yüzeyinde homojen sıcaklık dağılımı oluşmaktadır. Faz değişimi sonrasında akışkan gaz ve sıvı fazlara ayrılmakta, böylece yalnızca bataryanın güvenli çalışma aralığında tutulması değil, aynı

zamanda ortaya çıkan atık ısının yönlendirilmesi de mümkün hale gelmektedir. Gaz fazı, ikincil enerji dönüşüm süreçlerinde değerlendirilebilecek önemli bir potansiyele sahiptir. Bu kapsamda elde edilen ısı, düşük sıcaklıklı bir ısı kaynağı olarak Organik Rankine Çevrimi (ORC)'de kullanılabilir, termoelektrik jeneratör (TEG) modüllerinde doğrudan elektrik enerjisine dönüştürülebilir veya ek bir soğutma çevriminde değerlendirilerek araç kabininin iklimlendirme sistemine katkı sağlayabilir. Ayrıca, batarya ön ısıtması veya kabin ısıtması gibi uygulamalarda da doğrudan kullanılacak olan bu atık ısı, yalnızca kayıp enerji olmaktan çıkarılarak aracın genel enerji verimliliğini artıran bir kaynağa dönüştürülmektedir. Çalışmada atık ısıyı değerlendirilmek üzere iki farklı metod kullanılmıştır. Birincisi bataryanın doğrudan evaporatör olarak kullanıldığı sistem, diğerei ise FDM ve TEG destekli sistemdir.

3.1. Geleneksel Sistem

Bu sistem, literatürde en yaygın kullanılan ve günümüzde ticari uygulamalarda tercih edilen yapı olması nedeniyle çalışmada tasarlanan yeni tasarımların (doğrudan kullanım ve TEG destekli sistem) performanslarının karşılaştırılmasında referans noktası olarak değerlendirilmiştir. Böylece, tasarlanılan yeni sistemlerin avantaj ve dezavantajlarını, mevcut standart uygulama ile doğrudan kıyaslanarak daha net bir şekilde ortaya koymaktadır.

Geleneksel batarya termal yönetim sistemlerinde, bataryadan uzaklaştırılan ısı doğrudan evaporatöre aktarılmak yerine bir ara ısı değiştirici üzerinden soğutucu akışkana iletilmektedir. Bu yapıda bir pompa yardımıyla batarya çevresinde dolaştırılan soğutma sıvısı, elde edilen ısıyı ısı değiştirici aracılığıyla soğutucu akışkana aktarılır. Daha sonra bu enerji, klasik buhar sıkıştırımalı çevrimin evaporatöründe değerlendirilerek kabin iklimlendirme yüküne katkı sağlar. Bu sistem HVAC uygulamalarında uzun yıllardır güvenilir şekilde kullanılmasına rağmen ek pompa gücü gereksinimi ve ısı değiştirici nedeniyle oluşan ilave ısı kayıpları, sistemin verimliliğini kısıtlamaktadır. Bu nedenle, bataryadan çıkan atık ısının tamamı kabin ısıtmasında veya diğer çevrimlerde değerlendirilememekte, belirli bir kısmı kayıp olarak sistemden uzaklaştırılmaktadır. Geleneksel sistemin gösterimi şekil 3.2'de gösterilmiştir.

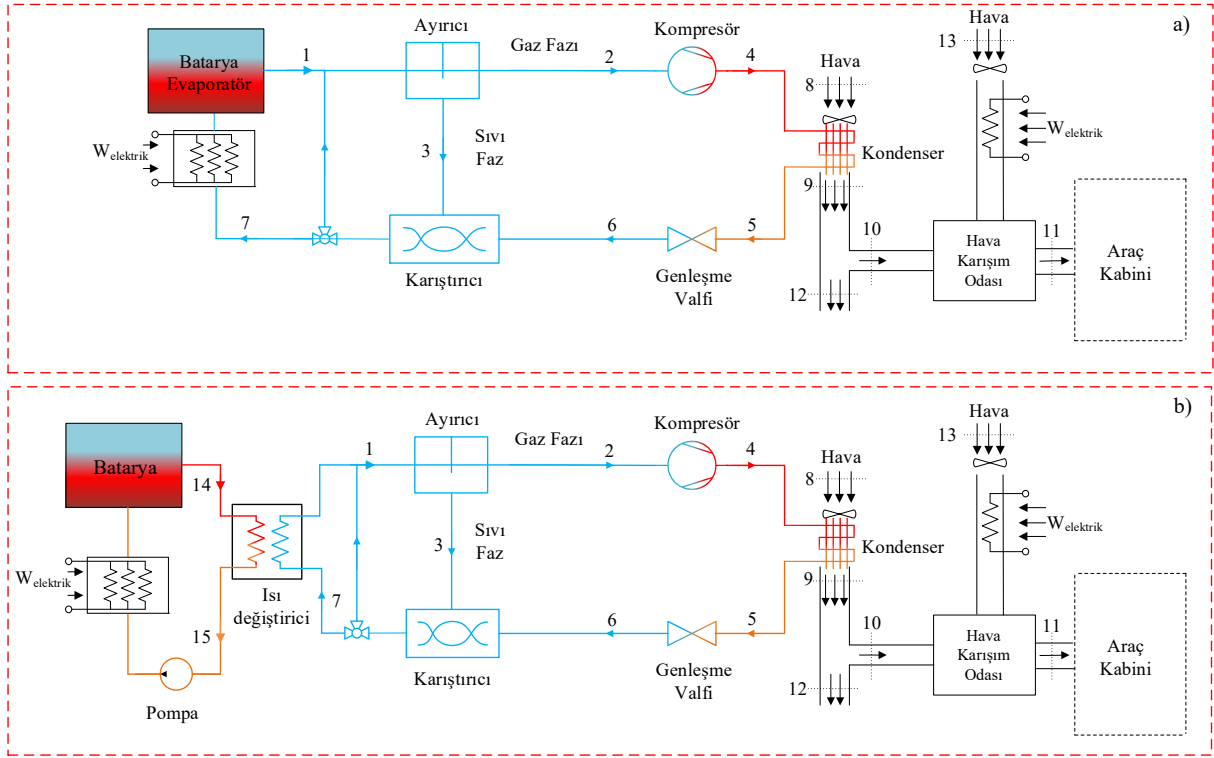


Şekil 3.2. Geleneksel sistemin şematik gösterimi.

Çalışmada, bu yapı karşılaştırma amacıyla ele alınmış ve yeni tasarlanan alternatif sistemlerin değerlendirilmesinde referans olarak oluşturulmuştur. Böylece, yeni tasarlanan sistemlerde, bataryanın doğrudan evaporatör olarak kullanıldığı yani ikincil akışkanın direk soğutucu olduğu sistem ile FDM ve TEG destekli sistemlerin performansları, mevcut geleneksel sistemlere göre karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

3.2. İkincil Akışkanın Direk Soğutucu Olarak Kullanımı

Bu tasarlanan yeni konsept sistemde batarya, doğrudan evaporatör olarak işlev görmekte ve atık ısının ara bir ısı değiştiriciye ihtiyaç duyulmadan doğrudan soğutucu akışkana aktarılması sağlanmaktadır. Bu yaklaşım, geleneksel sistemlerde karşılaşılan ısı kayıplarını ortadan kaldırarak mevcut enerjinin daha verimli kullanılmasına imkân tanımakta ve sistemin genel performansını artırmayı amaçlamaktadır. Yeni konsept sistem ve karşılaştırma amacıyla kullanılan geleneksel sistemin akış diyagramları Şekil 3.3'te verilmiştir.

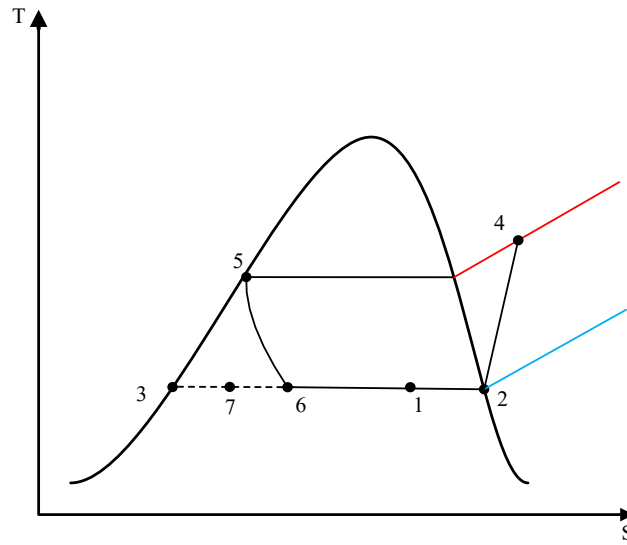


Şekil 3.3. (a) Yeni HPAC sisteminin şematik akış diyagramı(YS), (b) Geleneksel ısı pompası sistemi (GS).

HPAC sistemi, kompresör, kondenser, evaporatör, genleşme valfi, ayırıcı, hava dağıtım ünitesi ve karıştırıcıdan oluşur. Sistem iki yardımcı elektrikli ısıtıcı içerir. Birincisi batarya bölümünde bulunur ve düşük dış sıcaklıklarda aracın çalıştırılması sırasında bataryanın hedef çalışma sıcaklığına ulaşmak için kullanılır. İkincisi ise atık ısının kabin ısıtma ihtiyaçlarını karşılamadığında gerekli ısıyı sağlamak için kullanılır. HPAC sisteminin buharlaştırıcısı, EV'nin Li-ion batarya sisteminden oluşur. Böylece, Batarya paketinin termal yönetim sisteminden gelen atık ısı, HPAC sisteminin çalışma akışkanını buharlaştırmak için kullanılabilir. Bu şekilde, elde edilen iki fazlı akışkan daha yüksek ısı transfer özelliklerine sahip olur (Mavi ve Arslan, 2025). Soğutucu akışkan, bataryanın atık ısısını (W_H) ısıtma sistemine aktarır (nokta 1). Ardından, soğutucu akışkanın gaz fazı (nokta 2) ve sıvı fazı (nokta 3) ayırıcıda ayrılır. Gaz fazı kompresöre iletilir ve basıncı HPAC sisteminin koşullarını sağlamak için artırılır (nokta 4). Arttırılmış basınç ve sıcaklığa sahip soğutucu akışkan kondensere iletilir (nokta 5). Sıvı faz, genleşme valfinden gelen akışla (nokta 6) birlikte batarya paketinin termal yönetim sisteminin başlangıç koşullarını sağlamak için miksera gönderilir (nokta 7). Kondenserden salınan ısı, araç kabini için iklimlendirme ihtiyaçlarını karşılamak için ortam havasına (nokta 8) aktarılır (nokta 9). Elde edilen hava daha sonra gerekli miktarda hava dağıtım ünitesine iletilir (nokta 10). İletilen hava daha sonra temiz hava ile karıştırılarak (nokta 13) ayarlanan kabin koşulları elde edilir. Debi ve/veya sıcaklık yeterli olmadığında, temiz hava

elektrikli ısıtıcı ile ısıtılır. Düzenlenen akış araç kabine iletilir (nokta 11). Kullanılmayan hava ise dış ortama gönderilmektedir (nokta 12).

Geleneksel sistem (GS), yeni sistemden (YS) farklı olarak, soğutma suyunu dolaştırmak için bir ısı değiştirici ve bir pompa içerir. YS'de, batarya atık ısısı, ara ısı değiştirici kullanılmadan doğrudan ısıtma sistemine aktarılır ve mevcut enerjinin tam olarak kullanılması sağlanır. Buna karşılık, geleneksel sistemde ara ısı değiştirici kullanılması belirli miktarda ısı kaybına neden olur ve batarya atık ısısının tamamı ısıtma prosesine aktarılmaz. Her iki sistemin şekillerinde, ADU bölümüne, bataryadan sağlanan ısı kabin ısıtma gereksinimlerini karşılayamadığında devreye girecek şekilde kontrol edilen yardımcı bir elektrikli ısıtıcı dahil edilmiştir. Böylece, yüksek C oranlarında ısıtma yalnızca batarya atık ısısıyla sağlanırken, düşük C oranlarında gerekli ısı ilave elektrik enerjisiyle sağlanır. GS ve YS arasında güvenilir bir karşılaştırma sağlamak için, çalışma koşulları her iki sistem için de aynı şekilde tanımlanmıştır. Bu amaçla, kabin ısı yükleri eşit tutulmuş ve ısıtma performansı farklı C oranlarında analiz edilmiştir. Önerilen HPAC sisteminin T-s diyagramı Şekil 3.4'te verilmiştir.

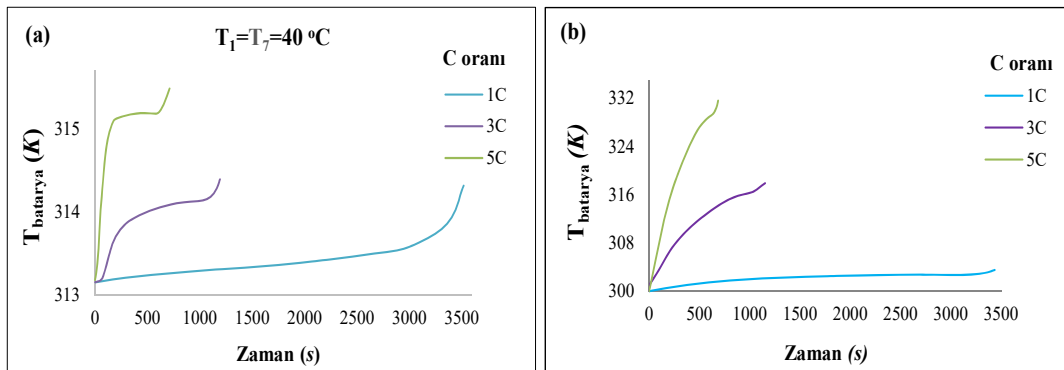


Şekil 3.4. Yeni HPAC sisteminin T-s diyagramı.

Şekil 3.4'e göre, önerilen HPAC çevriminin sıcaklık-entropi (T-s) diyagramı, Şekil 3.3(b) ile uyumlu olacak şekilde verilmiştir. Diyagram üzerindeki noktalar yine Şekil 3.3(b)'deki numaralandırmaya karşılık gelmektedir. Buna göre (1) bataryadan ısı emilimi ve buharlaşma, (2) ayrıştırıcıdan çıkan gaz fazı (kompresör girişi), (3) ayrıştırıcıdan çıkan sıvı fazı (karıştırıcıya giden doygun sıvı), (2-4) gaz fazının sıkıştırılması, (5) kondenserde ısının dışarı verilmesi ve yoğuşma, (6) genişleme ve (7) karışım sonrası batarya (evaporatör) giriş koşulunu temsil etmektedir.

Bataryanın doğrudan evaporatör olarak kullanılmasında, soğutucu akışkanın bataryaya giriş ve çıkış koşulları kuruluk derecesi (x) üzerinden tanımlanmıştır. Akışkan bataryaya $x=0.1$ kuruluk derecesinde girmekte, çıkışta ise $x=0.9, 0.8, 0.7, 0.6, 0.5, 0.4, 0.3$ ve 0.2 değerleri dikkate alınmaktadır. Parametrik olarak ele alınan bu değerler, iki fazlı akış sürecinde akışkanın farklı buharlaşma seviyelerini ifade etmekte olup, batarya üzerinde gerçekleştirilen analizlerde giriş ve çıkış şartlarının tanımlanması amacıyla kullanılmıştır

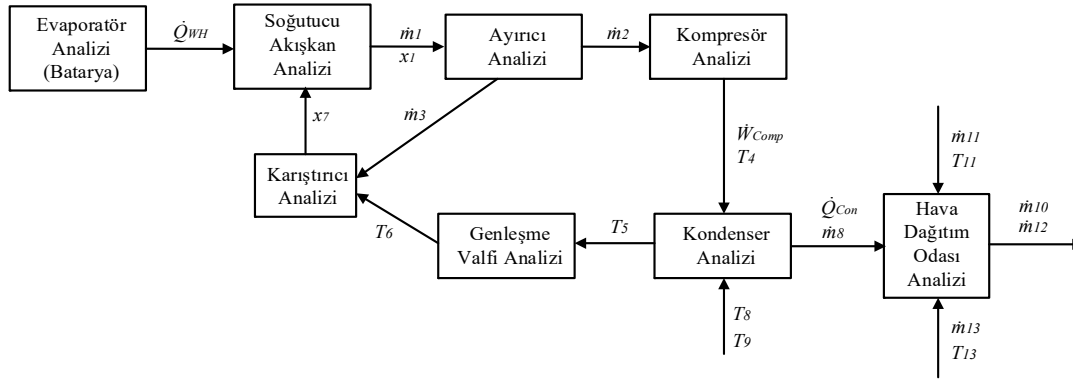
Önerilen termal yönetim sisteminin temel termal davranışını değerlendirmek için sabit durum yaklaşımı benimsenmiştir. Bu yaklaşım, batarya yüzey sıcaklığı belirli bir sınıra ulaştığında, ısı üretim oranının özellikle kontrollü termal koşullar ve sabit deşarj oranları altında deşarj süreci boyunca nispeten sabit kaldığını gösteren son bulgularla desteklenmektedir (Piggott, Allen ve Pesaran, 2025). Bu bağlamda, batarya sabit bir deşarj oranında çalıştığında, ısı üretimi deşarjın ilk aşamasında daha hızlı artar; ancak batarya 40°C 'lik hedef sıcaklığa ulaştığında, ısı üretim oranı büyük ölçüde sabit bir seviyeye yaklaşmaktadır. Şekil 3.5'te gösterildiği gibi, batarya yüzey sıcaklığının farklı C oranları altında yaklaşık olarak 40°C 'de sabitlenmesi, faz değişimine dayalı termal yönetim sisteminin ısı transfer kapasitesi aracılığıyla dinamik ısı üretimini dengeleyebildiğini göstermektedir. İki fazlı akışkanın yüksek ısı taşıma kapasitesi sayesinde sistem hızla termal dengeye ulaşmaktadır. Bu bağlamda batarya yüzey sıcaklığı sabitlendiğinde, atık ısı üretim oranı, bataryanın kesme voltajına yaklaşmasıyla elektrokimyasal etkilere bağlı olarak son aşamadaki kısa dalgalanmalar dışında, deşarj süreci boyunca büyük ölçüde sabit kalmaktadır. Bu nedenle, sabit durum davranışına dayalı modelleme yaklaşımı, farklı deşarj şartları altında termal yönetim sisteminin (TMS) etkinliğini karşılaştırmak için uygun bir çerçeve sağlamaktadır.



Şekil 3.5. Batarya yüzey sıcaklık değişimleri.

Şekil 3.5'te gösterilen yeni tasarlanana HPAC sistemine göre, modelleme batarya sisteminin atık ısı üretimine (\dot{Q}_{WH}) dayanmaktadır. İki fazlı bir akışkan kullanılarak Li-ion batarya sisteminin atık ısıyla çalışan bir elektrikli aracın kabinini ısıtmak için yeni bir

kavramsal HPAC sistemi tasarlanmıştır. Yeni sistem, ek bir ısı eşanjörü kullanımını önlemek için Li-ion bataryayı buharlaştırıcı olarak kullanacak şekilde tasarlanmıştır. Böylece, atık ısının termal gradyanının azaltılmasının yanı sıra daha yüksek bir ısı transfer özelliği de amaçlanmıştır. Sistemin ısıtma yükleri, kompresör gücü ve performans katsayısı (COP) değerleri belirlenmiştir. Bu bağlamda, termodinamik değerlendirme için parametrik bir çalışma yürütülmüştür. Hesaplama akış şeması Şekil 3.6'da verilmiştir.



Şekil 3.6. Yeni sistemin hesaplama akış şeması.

Akış diyagramında tanımlanan bileşen analizlerinin gerçekleştirilmesi, kullanılan soğutucu akışkanın özelliklerine doğrudan bağlıdır. Bu nedenle, diyagramın ardından çift fazlı akışkan seçimi ve bu akışkanların buharlaşma-yoğuşma süreçlerindeki davranışları incelenmiştir. HPAC sistemlerinde soğutucu akışkan seçimi, özellikle iki fazlı akış koşullarında ortaya çıkan buharlaşma ve yoğuşma süreçlerinin verimliliği açısından önemlidir. Çift fazlı akış sırasında konvektif ısı transfer katsayısının yüksek olması, hem batarya soğutma etkinliği hem de kabin ısıtma performansı üzerinde doğrudan etki oluşturmaktadır.

Buharlaşma ve yoğuşma süreçleri sırasındaki yüksek ısı transfer kapasitesine bağlı olarak, faz değişimi sürecini mümkün kılan akışkanlar, HPAC sisteminin mevcut koşulları altında seçilmiştir (Arslan, Özgür ve Köse, 2012). Yeni kavramsal HPAC tasarımını gerçekleştirmek için dört farklı soğutucu akışkan seçilmiştir. Bu bağlamda, R134a, R152a, R1234yf ve R1234ze kullanılmıştır. Soğutucu akışkan seçiminde, çevresel uyumluluk ve işletme verimliliği temel kriterler olarak dikkate alınmıştır. Tercih edilen akışkanlar üç temel özelliğe göre seçilmiştir: yüksek konvektif ısı transfer katsayıları, düşük çevresel etki - özellikle düşük ozon tabakasını inceltme potansiyeli (ODP) ve düşük küresel ısınma potansiyeli (GWP) ve geniş bir sıcaklık aralığında verimli bir şekilde çalışabilme yeteneğini ifade etmektedir.

Ayrıca, çevre dostu yabataryaarı, mevcut uluslararası iklim düzenlemelerine uyumlu ve küresel sürdürülebilirlik hedeflerini destekler. Bu faktörlere ek olarak, seçilen soğutucu akışkanların ıslak ve kuru özellikleri de dikkate alınmıştır. Çünkü bunlar iki fazlı ısı transfer davranışını etkiler ve çalışma aralığı boyunca kararlı ve verimli buharlaşma ve yoğunlaşma süreçlerinin sağlanmasında kritik bir rol oynar. Gerçekleştirilen akışkanların termofiziksel özellikleri Tablo 3.1'de verilmiştir (Basu ve Wilson,1989; Bellair ve Hood, 2019; Lemmon vd., 2010; Mavi ve Arslan, 2025; Roy vd., 2020; Yu vd., 2010; Zhong vd., 2019).

Tablo 3.1. Seçilen akışkanların termofiziksel özellikleri.

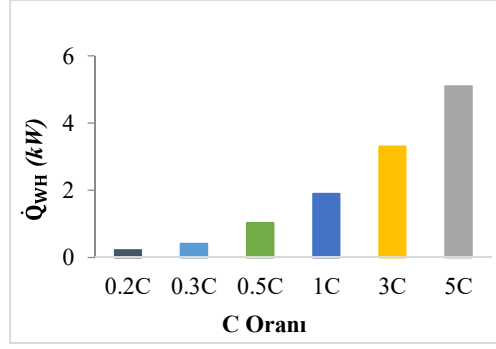
Özellikler	Birim	Soğutucu Akışkanlar			
		R134a	R1234yf	R1234ze	R152a
Tipi	-	Islak	Islak	Kuru	Kuru
ODP	-	0	0	0	0
GWP	-	1200	5	1	124
ρ^*	kg/m ³	4.258	1.100	4.775	2.759
c_p^*	kJ/kgK	0.85124	1.392	0.8873	1.0508
k^*	W/mK	0.0133	0.064	0.0135	0.0141
T_{kritik}	°C	101	94.7	109	113.15
P_{kritik}	kPa	4067	3385	3630	4496
Yanıcılık	-	A1	A2L	A2L	A2
AIT	°C	770	405	368	454

* 25 °C ve 1 atm, AIT: Kendiliğinden tutuşma sıcaklığı

Önerilen sistemde kullanılan tüm soğutkanların güvenli entegrasyonunu sağlamak amacıyla bir dizi ısı ve yapısal güvenlik önlemi uygulanmıştır. Batarya sıcaklığı, termal kaçak riskini ortadan kaldıracak biçimde aktif olarak 40 °C'de veya altında tutulmakta ve kullanılan soğutkanların kendiliğinden tutuşma (autoignition) sıcaklıklarının oldukça altında seyretmektedir. Soğutma sistemini, yüksek gerilimli batarya bileşenlerinden fiziksel olarak izole edilmiş olup, batarya bölmesinde harici tutuşma riskini en aza indirmek üzere alev geciktirici yalıtım malzemeleri kullanılmaktadır. Çarpışma veya yapısal hasar durumunda otomatik kesme vanaları soğutkan devresini derhal kapatır. Sıkı ısı kontrol, fiziksel izolasyon, kaçak tespiti ve acil kapatma mekanizmaları sayesinde sistem, tüm soğutkanların elektrikli araç

ısı yönetim uygulamalarına güvenli biçimde entegre edilmesini temin etmektedir. R134a, özellikle Türkiye’de soğutma sistemlerinde yaygın kullanılan bir soğutkan olmakla birlikte, kullanımının düşük GWP’li alternatiflerle kademeli olarak ikame edilmesine yönelik çalışmalar sürmektedir; bu bağlamda, önerilen sistemde R134a karşılaştırma amacıyla incelenmiştir. Modern otomotiv iklimlendirme sistemlerinde yaygın olarak kullanılan R1234yf, R134a gibi yüksek GWP’li soğutkanlara düşük GWP’li bir alternatif olarak giderek daha fazla değerlendirilmektedir. Düşük GWP’si, elverişli termofiziksel özellikleri ve çevreyle uyumlu yapısıyla öne çıkan bu soğutkan, hafif yanıcı (A2L) sınıfındadır ve önerilen sistemdeki güvenlik önlemleri çerçevesinde ele alınmaktadır. Benzer şekilde R1234ze, düşük GWP’si ve çevresel üstünlükleriyle dikkat çekmekte, hafif yanıcı (A2L) sınıfında yer almakta ve termofiziksel özellikleri itibarıyla sistemde kullanıma potansiyel olarak uygundur. Öte yandan R152a, elverişli termofiziksel özellikleri ve çevreyle uyumlu yapısı nedeniyle değerlendirilmiş; hafif yanıcı (A2) sınıfında olmasına karşın üstün performans parametreleri, onu önerilen sistem için uygun bir seçenek hâline getirmiştir.

HPAC sisteminin tasarımında akışkan özelliklerinin yanı sıra, bataryanın deşarj oranları ve çalışma sıcaklık aralıkları da dikkate alınmıştır. Bir Bataryanın ideal çalışma sıcaklığı 25 °C ile 40 °C arasında olmalıdır. Elektrikli bir aracın enerji tüketimi, normal sürüş koşullarında 100 km’de 15-20 kWh arasında değişir. Ek olarak, kabin ısıtması ve yardımcı sistemler için yaklaşık 5 kW güç gerekir (Wang vd., 2024; Weiss vd., 2020). Buna göre, kış koşullarında çalışan bir batarya sisteminin deşarj oranları, 0.2C ile 5C arasında değişecek şekilde belirlenmiştir. Burada 1C, bir saatlik sürede tamamen deşarjı ifade etmektedir. Bu çalışmada, önerilen sistem, çeşitli sürüş koşullarını temsil eden 0.2C ile 5C arasında değişen Batarya deşarj oranlarında değerlendirilmiştir. Bu aralık, düşük şehir içi sürüşten otoyol şartlarında ve hızlı ivmelenmeye kadar geniş bir gerçek kullanım şartlarını kapsar ve literatürde bildirilen tipik EV sürüş profilleriyle uyumlu haldedir (Alipour vd., 2020; Senol vd., 2023; Sun vd., 2023; Wang, 2017). Ayrıca, sistemin aşırı sıcak veya soğuk çevre koşullarındaki tepkisini değerlendirmek için, Şekil 3.1’de gösterilen modelleme yaklaşımı, soğutucuya belirli miktarda elektrik enerjisi vererek ön ısıtma sağlamayı içerir. Bu, sistemin istenen termodinamik rejime hızla ulaşmasını ve bataryanın hedef çalışma sıcaklığına önemli ölçüde daha kısa sürede ulaşmasını sağlar. Bu koşullar altında, batarya sisteminin en yüksek çalışma sıcaklığı olan 40 °C’de 0.2C, 0.3C, 0.5C, 1C, 3C, ve 5C oranları için atık ısı üretim değerleri Şekil 3.7’de verilmiştir.



Şekil 3.7. Farklı C oranlarında atık ısı oluşumu.

Şekil 3.7'ye göre, batarya paketine ait ısı üretim değerleri sırasıyla 0.2C, 0.3C, 0.5C, 1C, 3C ve 5C oranlarında 0.132 kW, 0.410 kW, 1.407 kW, 2.458 kW, 4.776 kW ve 6.192 kW olarak belirlenmiştir (Mavi ve Arslan, 2025).

3.2.1. Isı Değiştiricinin Modellenmesi

Bu aşamada, sistemin performansını doğrudan etkileyen temel bileşenlerden biri olan eşanjörlerin tasarımı incelenmiştir. Kondenser ve buharlaştırıcı, uzun vadeli güvenilirlik, düşük bakım gereksinimleri ve hem sıvı hem de gaz akış koşullarında yüksek ısı transfer verimliliği sağlamaları nedeniyle dairesel kanatlı ısı borulu bir konfigürasyonla tasarlanmıştır (Chinnasamy vd., 2024; Pongsoi vd., 2014; Rai vd., 2020). Bu yaklaşım, kondenserde etkin ısı uzaklaştırılmasını, buharlaştırıcıda ise soğutucu akışkanın buharlaşma süreci sırasında verimli ısı transferini mümkün kılmaktadır. Toplam ısı transfer katsayısı (U_T) ve ısı transfer alanı (A) açısından ısı transferi aşağıdaki gibi verilir:

$$\dot{Q}_T = A \cdot (U_T) \cdot \Delta T_{LMTD} \quad \text{D.21}$$

burada, ΔT_{LMTD} logaritmik ortalama sıcaklık farkını ifade etmektedir (Lee, 2022).

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \quad \text{(D.22)}$$

burada h ve c indisleri sırasıyla sıcak ve soğuk akışları tanımlar. i ve o indisleri ise sırasıyla giriş ve çıkış koşullarını tanımlar. Toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki ifadeyle verilir:

$$U_T = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}} \quad \text{D.23}$$

burada h , k , L ve d sırasıyla konvektif ısı transfer katsayısını, ısı iletkenliği, boru uzunluğunu ve çapını tanımlar. Ayrıntılı analiz aşağıda verilmiştir. Boru ve kanat tarafları için ısı transfer katsayıları sırasıyla h_i ve h_o olarak gösterilmiştir. Isı eşanjörü tiplerinin seçimi gerçekleştirilmiş ve ardından ısı transfer katsayıları hesaplanmıştır.

Bu çalışmada, tercih edilen konfigürasyon olarak dairesel kanatçıklı borulu bir ısı eşanjörü seçilmiştir. Sistemde çift fazlı bir akışkanın kullanılması göz önünde bulundurularak, boru tarafındaki ısı transfer katsayısı, özellikle soğutucu akışkanların yoğuşmasını ele alan Shah (1979) tarafından önerilen korelasyonlardan türetilen formül kullanılarak belirlenmiştir (Shah, 1979):

$$h_i = \frac{Nu.k}{D_h} \quad (D.24)$$

Nusselt sayısı Re sayısına göre hesaplanır:

$$Nu_s = \frac{h.D_h}{k} \quad (D.25)$$

$$Nu = Nu_s \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.004}}{Pr^{0.38}} \right] \quad (D.26)$$

$$Nu_s = 0.023Re_s^{0.8}Pr_s^{0.4} \quad (D.27)$$

$$Re_s = \frac{G_s.D_h}{\mu} \quad (D.28)$$

$$G_s = G \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \quad (D.29)$$

A_p boru tarafının çapraz akış alanını temsil etmektedir Aşağıda gösterilen denklemlerle hesaplanmıştır (Rai vd., 2020):

$$A_p = \pi d_0 (L_1 - \delta N_f L_1) N_t + 2(L_2 L_3 - \frac{\pi d_0^2}{4} N_t) \quad (D.30)$$

$$N_t = \frac{L_3 \frac{L_2+1}{P_t} + \left(\frac{L_3}{P_t} - 1 \right) \frac{L_2-1}{2}}{2} \quad (D.31)$$

burada toplam boru sayısı N_t olduğunda, borular arasındaki uzunluğuna mesafe P_c 'dir ve enine mesafesi P_t . L_2 ve L_3 , eşanjör boyutlarını temsil etmektedir. Hava tarafındaki ısı transferi korelasyonu, Culborn-J faktörü ile hesaplanmaktadır (Jang vd., 1998; Lee vd., 2010).

$$j = 0,134 . Re^{-0,319} \left(\frac{P_f - \delta}{d_e - d_0} \right)^{0,2} \left(\frac{P_f - \delta}{\delta} \right)^{0,11} \quad (D.32)$$

$$h_0 = \frac{j.G.c_p}{Pr^{\frac{2}{3}}} \quad (D.33)$$

burada P_f kanat açıklığını ifade eder. Birim uzunluktaki kanat sayısının kanat sayısına bölünmesiyle bulunur.

$$P_f = \frac{1}{N_f} \quad (D.34)$$

Reynolds sayısı kütle akış hızı (G) cinsinden verildiğinde:

$$Re = \frac{G \cdot Dh}{\mu} \quad (D.35)$$

$$G = \frac{\dot{m}_{air}}{\mu} \quad (D.36)$$

Dairesel kanatlı ısı borulu ısı eşanjörünün teknik özellikleri Tablo 3.2’de verilmiştir (Kang ve Chang, 2018; Lee, 2012; Lee, 2022).

Tablo 3.2. Dairesel kanatlı ısı borulu ısı değiştiricinin teknik özellikleri.

Geometrik özellikler	Kondenser	Evaporatör
Boru iç çapı (d_i)	0.010 m	0.012 m
Boru dış çapı (d_o)	0.015 m	0.018 m
Kanat dış çapı (D_o)	0.026 m	0.025 m
Kanat kalınlığı (s)	0.0003 m	0.0003m
Kanat uzunluğu (b)	0.0003 m	0.0003 m
Kanat uzunluğu (L)	0.0006 m	0.0005 m
Boru ısı iletkenliği (k_T)	170 kW/mK	170 kW/mK
Kanat ısı iletkenliği (k_f)	250 kW/mK	250 kW/mK

3.2.2. Kompresör Modellemesi

Bu aşamada, sistemin bir diğer bileşeni olan kompresör ele alınmıştır. Kompresör, soğutucu akışkanı düşük basınç seviyesinden yüksek basınca sıkıştırarak çevrimde dolaşımını sağlayan temel bileşendir. Bu süreçte gerekli güç, akışkanın giriş sıcaklığı, basınç oranı, özgül entalpi değişimi ve kompresör verimliliği gibi parametrelere bağlıdır. Kompresörün gerekli gücü aşağıdaki denklem ile verilmiştir (Arslan vd., 2022).

$$\dot{W}_c = \dot{m} c_p \frac{T_i}{\eta_c} \left[\left(\frac{P_o}{P_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (D.37)$$

Çalışmada kompresör gücü izantropik sıkıştırma esas alınarak hesaplanmış ve sistem analizlerinde kompresör verimliliği %80 olarak kabul edilmiştir. Burada C_p özgül ısıyı (kJ/kgK) ifade ederken, η_c kompresör verimliliğini temsil etmektedir ve k izantropik üssü belirtir.

3.2.3. Yardımcı Ekipmanların Modellenmesi

Çevrimin sürekliliğini sağlamak ve sistem performansını desteklemek amacıyla, sistemde yardımcı ekipmanlar kullanılmıştır. Yardımcı ekipmanlar, soğutucu akışkanın gaz ve sıvı fazlarını ayıran bir ayırıcı, batarya sisteminin çevrim başlangıç noktası için gaz ve sıvı fazları toplayan bir karıştırma tankı ve iki elektrikli ısıtıcıdan oluşmaktadır. Bu ısıtıcılardan birincisi, özellikle soğuk iklim koşullarında bataryayı ilk çalışma sıcaklığına getirmek amacıyla kullanılmaktadır. İkincisi ise bataryadan sağlanan atık ısının kabin ısıtma ihtiyacını karşılamada yetersiz kaldığı durumlarda devreye girerek kabin havasının istenen koşullara ulaşmasını sağlamaktadır. Karıştırıcı ve ayırıcının tasarımları, ekonomik boyutu ve termodinamik süreçleri sistem performansını etkilemediğinden modellemeye dâhil edilmemiştir (Arslan vd., 2023a, 2023b). Ayrıca, kararlı durum analizine göre sistemin ortalama çalışma sıcaklığına hızlı şekilde ulaşması nedeniyle ilgili elektrikli ısıtıcının termodinamik modellemesi hesaplamalarda ihmal edilmemiştir (Wang vd., 2015; Zhang vd., 2017). Elektrik enerjisinin tamamı ısıya dönüştürülebildiğinden, elektrikli ısıtıcıların ihtiyaç duyduğu güç aşağıdaki gibi verilmiştir:

$$\dot{W}_{Isıtıcı} = \dot{Q}_{Gerekli} = I^2 R \quad (D.38)$$

burada I akım (A) ve R ısıtıcının elektrik direncidir (Ω). Elektrik gücü, HPAC sisteminin sağlayamadığı eksik miktarı elde etmek için kabin hava gereksinimlerine göre hesaplanmaktadır.

Diğer yardımcı ekipman ise, GS'de, batarya soğutma devresindeki suyun sirkülasyonu için pompa gücü hesaplanmıştır. Gerekli pompa gücü, akışkana uygulanan basınç farkı ve hacimsel debi dikkate alınarak aşağıdaki genel denklem kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (D.39)$$

burada denklemde atık ısı enerjisi \dot{Q} , kütleli debi \dot{m} ve ΔT sıcaklık farkı olarak ifade edilmiştir

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (D.40)$$

burada, \dot{V} hacimsel debiyi, ρ ise akışkan yoğunluğunu göstermektedir. Sistem için gereken pompa gücü aşağıdaki gibidir.

$$W_p = \frac{\Delta P \cdot \dot{V}}{\eta} \quad (D.41)$$

Bu denklemde, ΔP basınç farkını (Pa), \dot{V} hacimsel akış hızını (m^3/s) ve η ekipmanın mekanik verimliliğini temsil eder. Pompa gücü sıvı için hesaplanmış ve sistem enerji tüketimi üzerindeki

etkileri değerlendirilmiştir. Pompa için $\Delta P = 350.000$ Pa, verimlilik $\eta = 0.55$ (Arslan vd., 2023; Wang vd., 2015; Zhang vd., 2017).

3.2.4. Modelin Doğrulanması

Yardımcı ekipmanların tanımlanmasının ardından, sistem modellemesinin güvenilirliğini ortaya koymak amacıyla doğrulama çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, yeni sistemin yanı sıra kondenser ve evaporatör modelleri de literatür verileriyle karşılaştırılarak doğrulanmış, elde edilen sonuçların geçerliliği değerlendirilmiştir.

Isıtma sisteminin modellenmesi ve optimizasyonundan önce, ısıtma sistemi elemanı olan kondenser üzerindeki ısı yükü hesaplamaları, Referanstaki çalışma ile doğrulanmıştır. Doğrulama sürecinde, belirtilen referans çalışma koşulları bu çalışmaya uyarlanmıştır (Wang vd., 2022). Doğrulama sonuçları Tablo 3.3'te verilmiştir

Tablo 3.3. Yeni HPAC sisteminin doğrulanması.

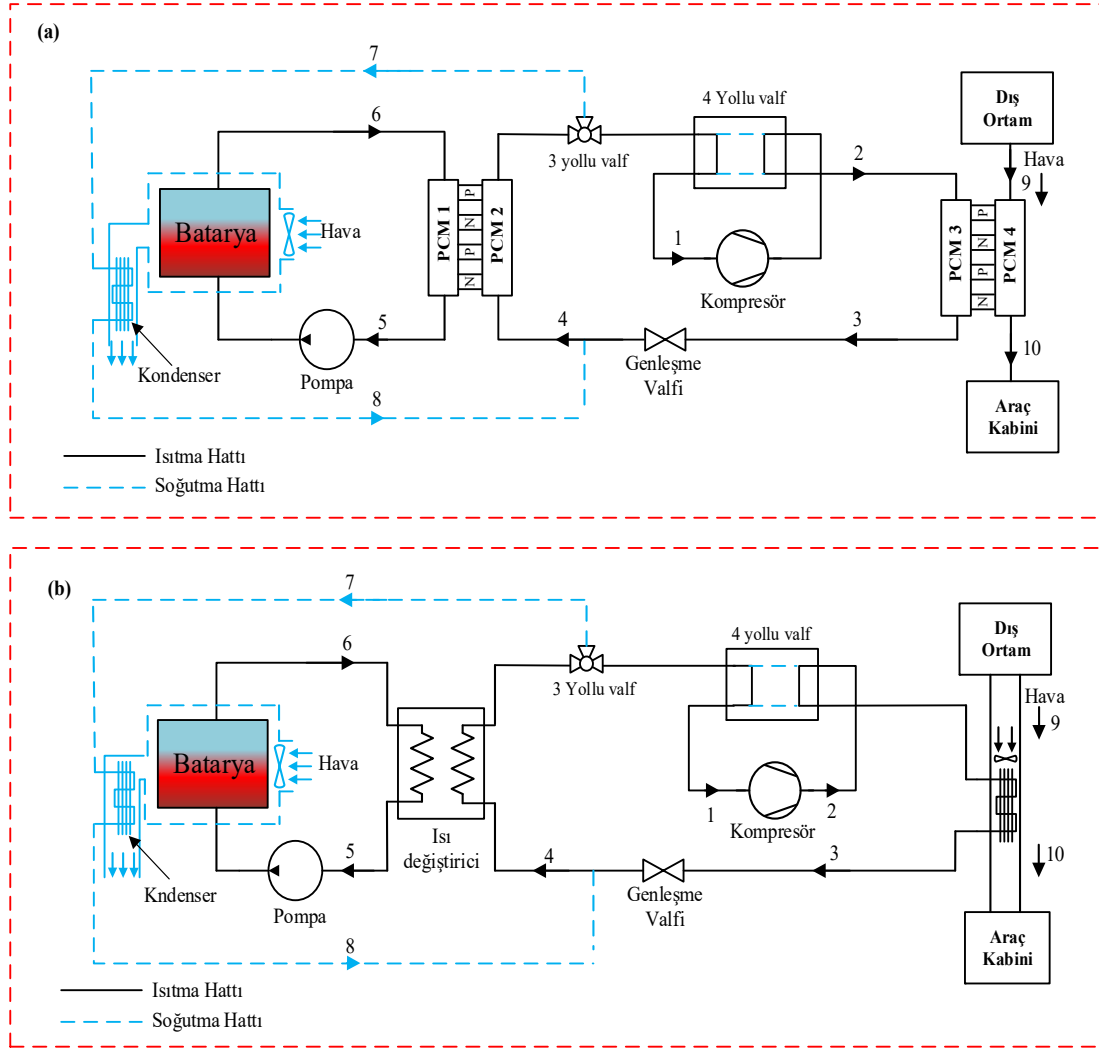
	Mevcut çalışma	Referans çalışma	Fark (%)
T_{Ortam} (°C)	-20	-20	-
Soğutucu akışkan	R134a	R134a	-
Isıtma kapasitesi (kW)	4.90	5.00	2.04
Kompresör Gücü (kW)	2.01	2.10	4.48
COP	2.44	2.38	2.46
Kütleli debi (kg/h)	54.1	54.1	-

Tasarlanan sistemin referans çalışmadaki aynı koşullar altında analizine göre, ısıtma kapasitesi 4.9 kW olarak elde edilmiştir. İki sistem arasındaki ısıtma kapasitesi farkı %2.04, kompresör gücü farkı ise %4.48 olarak belirlenmiştir. COP farkı ise %3.68 olarak tespit edilmiştir. Doğrulama sonuçları, ele alınan modelin literatürle uyumlu olduğunu göstermektedir.

3.3. TEG Destekli Termal Sistem

Elektrikli araçlarda bataryadan açığa çıkan atık ısıyı değerlendirmek amacıyla, entegre faz değişim malzemesi (FDM) ve termoelektrik jeneratör (TEG) içeren iki aşamalı bir termal yönetim çevrimi tasarlanmıştır. Isıtma modunda, batarya suyla soğutulur, ısı önce FDM-TEG1 bloğuna, ardından FDM-TEG2 bloğuna aktarılır. Bu işlem hem TEG1 hem de TEG2 üzerinden

elektrik üretirken, TEG2'nin sıcak yüzeyi araç kabini etkili bir şekilde ısıtır. Soğutma modunda, batarya yalnızca FDM-TEG2 bloğu tarafından kullanılan hava ile soğutulur. Bu modda, kabin TEG2'nin soğuk yüzeyi tarafından soğutulurken, TEG2 üzerinden elektrik üretilir. Sistemin ve Geleneksel sistemin ısıtma ve soğutma durumlarının akış diyagramı Şekil 3.8'de verilmiştir.



Şekil 3.8. (a) FDM ve TEG entegre yeni nesil ısıtma-soğutma sistemi (YS) ve (b) geleneksel sistem (GS).

Bu çalışma, elektrikli araçların termal yönetim sistemine entegre edilmiş yeni bir iki aşamalı sistem tasarımını sunmaktadır. Tasarımın temel amacı, ısı enerjisi geri kazanımı yoluyla araçta ısıtma ve soğutma sağlamak ve aynı zamanda TEG aracılığıyla ek elektrik üretmektir.

İlk tasarımda, kış koşulları dikkate alınarak, farklı deşarj oranlarında bataryanın çalışma koşulları değerlendirilmiştir. 0.2C, 0.3C, 0.5C, 1C, 3C ve 5C oranlarına karşılık gelen atık ısı miktarları termal dengeye göre hesaplanmıştır. Batarya sıcaklığı, hücre güvenliği ve

performansı için ideal kabul edilen maksimum 40°C'de tutulmuştur (Mavi ve Arslan, 2024). Maksimum sıcaklık 40°C'yi aşmayacak şekilde sınırlandırılmıştır. Araç içi ısıtma modunda kış şartlarında batarya suyla soğutulmuştur. Bu soğutma sıvısından üretilen atık ısı, ilk faz değişim malzemesi bloğu FDM1'e aktarılmıştır. FDM1'in sıcaklığı, batarya soğutma sıvısından aktarılan atık ısı ile korunmuştur. FDM2'nin sıcaklığı ise, aracın ısıtma sisteminde dolaşan çift fazlı soğutucu tarafından belirlenmiştir. Elektrik üretimi, bu iki FDM bloğu arasında oluşturulan sabit sıcaklık farkına dayanarak TEG1 aracılığıyla gerçekleştirilmiştir. Benzer bir yapı, FDM3 ve FDM4 blokları arasında oluşan sabit sıcaklık farkı dikkate alınarak ikinci bir TEG modülü etrafında da oluşturulmuştur. FDM3'ün sıcaklığı, aracın soğutma devresinde dolaşan soğutucu akışkanın sıcaklığına göre belirlenmiştir. FDM4'ün sıcaklığı ise dış ortam koşulları ve araç kabini hedef sıcaklığı dikkate alınarak sabitlenmiştir. Böylece, TEG2 aracılığıyla ikinci bir sıcaklık farkına dayalı elektrik üretimi gerçekleştirilmiştir. Her iki TEG ünitesinde de FDM kullanımı, sistemin termal denge koşullarını iyileştirir ve ısı akışının Termodinamiğin İkinci Yasası'na uygun olarak yönlendirilmesini sağlamaktadır.

İkinci tasarımda ise sistem yaz şartlarında araç içi soğutma için yeniden yapılandırılmıştır. Bu tasarımda da ilk sistemle tutarlı olacak şekilde aynı batarya çalışma koşulları dikkate alınmıştır. Ancak bu sistemde batarya doğrudan dış ortam havasıyla soğutulmuştur. Bu amaçla bataryanın önüne bir fan yerleştirilmiştir. Fan destekli hava akışı Batarya sıcaklığını maksimum 60°C'de kontrol edilmiştir. Bu tasarımda ısıtma için kullanılan FDM1, FDM2 ve TEG1 elemanları sistemden çıkarılmıştır. Bunun yerine sistem yapısına bir kondenser entegre edilmiştir. Bu kondenser tarafından elde edilen ısı araç içi klima sistemine aktarılmıştır. Elektrik üretimi de FDM3 ve FDM4 blokları arasına yerleştirilen TEG2 tarafından sağlanmıştır. FDM3'ün sıcaklığı soğutma çevriminde dolaşan soğutucu akışkanın sıcaklığı ile belirlenirken, FDM4'ün sıcaklığı ise dış hava sıcaklığı ve araç içi klima koşulları tarafından belirlenmiştir. Bu, her iki FDM bloğunun sıcaklıklarının tutarlı bir şekilde korunmasını ve TEG2 aracılığıyla sıcaklık farkına dayalı elektrik üretiminin sağlanmasını amaçlamaktadır. Bu düzenlemede, aracın soğutma sisteminden Batarya tarafına ısı transferi gerçekleşir. Böylece, her iki tasarımda Termodinamiğin İkinci Yasası'nın gerektirdiği gibi, aracın iç kısmının hem ısıtılması hem de soğutulması için yüksek sıcaklıklardan düşük sıcaklıklara doğru ısı akışının sağlanması gerçekleştirilmiştir.

HPAC çevriminde, buhar fazındaki soğutucu akışkan önce kompresöre girer ve burada basıncı sistemin çalışma koşullarına uyacak şekilde artırılır (nokta 1). Yükseltilmiş basınç ve sıcaklıktaki soğutucu akışkan daha sonra kondensere iletilir (nokta 2). Kondenserde yoğuşma

sırasında açığa çıkan ısı, ısıyı eriten ve depolayan FDM3'e aktarılır. Aynı zamanda, TEG2'nin sıcak yüzeyi, FDM3 ile soğuk taraf arasındaki sıcaklık farkından elektrik üreten FDM3'e bağlanır. TEG2'nin soğuk yüzeyi FDM4 tarafından oluşturulur. Dış hava (nokta 9) FDM4'e iletilir ve araç kabininin ısıtma ihtiyaçlarını karşılamak için kabine gönderilir (nokta 10). Kondenserden çıkan soğutucu akışkan sıvı fazdadır ve genleşme vanasına (ExV) gönderilir (nokta 3). ExV'deki izentalpik olarak genişleyen soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklığı azalır. Elde edilen sıvı-buhar karışımı, buharlaştırıcının soğuk tarafını oluşturan FDM2'ye yönlendirildi (nokta 4). Bu bölgede, soğutucu akışkan buharlaşarak buharlaştırıcıdan ısı emer. FDM2, TEG1'den elektrik üretmek için TEG1'in soğuk tarafını oluşturur. Bataryadan çıkan BTMS soğutucu akışkan (nokta 6), atık ısını FDM1'e aktarır. FDM1 erir ve ısıyı depolar ve bu yüzey TEG1'in sıcak tarafını oluşturur. Isısını bırakan soğutucu akışkan (nokta 5) FDM1'den ayrılır ve soğutulmuş su olarak Bataryaya geri döner. 4 yollu vana soğutma moduna alındığında, Batarya bölümündeki ısı değiştirici kondenser olarak çalışır. Soğutucu akışkan burada yoğunlaşır, 7. noktada gaz halinde çıkar ve 8. hat üzerinden ana devreye geri döner. Bu modda, FDM1-FDM2 ile TEG1 hattı devre dışı kalır.

FDM kapalı bir hacimde çalıştığı için çevre ile kütle alışverişi yoktur ve sızıntıdan kaynaklanan kütle kayıpları dikkate alınmamıştır. Erime sırasında hacim kararsızlığından kaynaklanan sızıntı, FDM'ler için önemli bir sorundur. Ancak, gözenekli bir taşıyıcı çerçeveye sahip kapsülleme ve/veya form-kararlı kompozit tasarımı sızıntıyı etkili bir şekilde önlemektedir. Bu doğrultuda deneysel sızıntı testleri, genişletilmiş grafit (EG) destekli kompozitlerde, %75 FDM oranında bile sızıntının gözlenmediğini göstermiştir. Dahası, geri dönüştürülebilir çerçevelere sahip form-kararlı FDM'lerin kılcal etkiler ve yüzey gerilimi yoluyla sızıntıyı önlediği ve sızdırmazlık/kararlılığın ≥ 2000 termal döngüden sonra bile korunabileceği bildirilmiştir (Chriaa vd., 2021; Jia vd., 2024). Bu bağlamda, literatürde bildirilen FDM'nin kararlılığının, bir araç bataryasıyla yaklaşık olarak aynı yaşam döngüsüne sahip olduğu görülmektedir. Bu çalışmada, TEG'nin elektriksel çıkışları, iki yüzeyi arasındaki sıcaklık farkına dayanarak doğrudan üretici spesifikasyonlarından alınmıştır. Bu özellikler modül içindeki termal ve elektriksel kayıpları içerdiğinden, bildirilen güç değerleri son çıktıyı temsil etmektedir. Bu nedenle, modele TEG için ek termal kayıplar eklenmemiştir. Ayrıca, çalışma yeni bir sistem olarak kabul edildiğinden ve teorik olarak yürütüldüğünden, mevcut elektrikli araçlara entegrasyon düşünülmemiştir.

Geleneksel modelde, batarya sıcaklık kontrolü, kış çalışma şartlarında su ile yaz çalışma şartlarında ise hava ile soğutulması sağlanmıştır. Bu sistem, batarya bölümünde bir ara ısı

değiştirici içermektedir. Bu nedenle, FDM ve TEG gibi enerji geri kazanım bileşenleri bu bölüme entegre edilmemiştir. Geleneksel sistemin akış şeması Şekil 3.8b'de gösterilmiştir. Yeni sistem ile güvenilir ve eşit eş zamanlı karşılaştırma sağlamak için, ısıtma ve soğutma modları için aynı çalışma koşulları tanımlanmıştır. Bu bağlamda, her iki sistem için de kabin ısı yükü sabit tutulmuş ve atık ısı kullanımından kaynaklanan kompresör gücü ve performansındaki farklılıklar metodolojiye göre değerlendirilmiştir. YS'de, batarya atık ısısı ara ısı değiştiriciden geçmeden FDM ve TEG modülleri aracılığıyla doğrudan kullanılmaktadır. Bu da elektrik üretimi ve ek kazanç sağlar. GS'de ise, ara ısı değiştirici kullanıldığından, FDM-TEG bölümü yoktur. Bu yöntem kullanılarak, GS ve YS sistemleri farklı ısı geri kazanım stratejileri açısından karşılaştırılmış ve sonuçlar enerji verimliliği, ekserji dengesi ve ekonomik performans göstergeleri açısından ayrıntılı olarak değerlendirilmiştir.

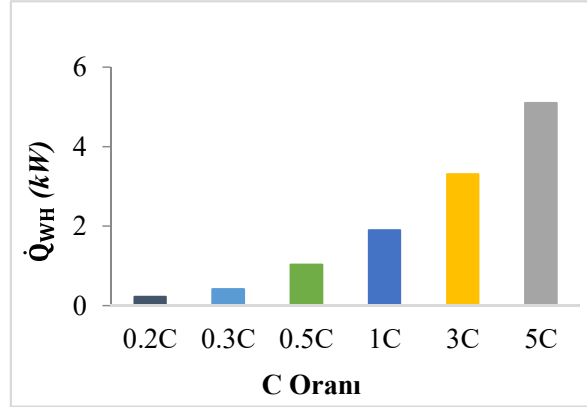
3.3.1. Bataryanın Çalışma Koşulları

Bu çalışmada, elektrikli araç Bataryasının termal çalışma koşulları, aracın yaz ve kış aylarındaki ısıtma ve soğutma gereksinimlerine bağlı olarak değişmektedir. Kışın Batarya suyla soğutulmakta ve sıcaklığı 40°C'yi aşmayacak şekilde kontrol edilmektedir. Bu modda, farklı deşarj hızlarından kaynaklanan ısı, araç iç ortam ısıtması için TEG ünitesine yönlendirilmektedir. Yaz aylarında ise Batarya ortam havasıyla soğutulmakta ve sıcaklığı 60°C'yi aşmayacak şekilde sınırlandırılmaktadır.

Bu bağlamda yapılan analizlerde, batarya sıcaklığı 40°C'yi aşmayacak şekilde sınırlandırılmış ve atık ısı değerleri 0.2C ile 5C arasındaki C oranlarında elde edilmiştir. Bu aralık, düşük yüklü şehir içi sürüşten otoyol sürüş şartlarına ve hızlı ivmelenmeye kadar geniş bir aralıktaki gerçek dünya kullanım senaryolarını kapsamaktadır. Bu hız profilleri literatürde bildirilen tipik elektrikli araç sürüş profilleriyle tutarlı olacak şekilde değerlendirilmiştir (Chen vd., 2021). Bu çalışmada, önerilen termal yönetim sisteminin temel termal davranışını değerlendirmek için sabit durum yaklaşımı kullanılmıştır. Bu yaklaşım, batarya yüzey sıcaklığı belirli bir eşiğe ulaştığında, ısı üretim oranının özellikle kontrollü termal koşullar ve sabit deşarj oranları altında deşarj süreci boyunca nispeten sabit kaldığını gösteren literatür bulgularıyla desteklenmektedir (Arora ve Kapoor, 2019). Bu doğrultuda, batarya sabit deşarj oranında çalıştığında, ısı üretimi deşarjın ilk aşamasında daha hızlı artar. Ancak batarya 40°C'lik hedef sıcaklığa ulaştığında, ısı üretim oranı büyük ölçüde kararlı bir seviyede seyretmektedir. Aynı zamanda, deşarj oranı 0.2C-5C aralığındaki dinamik sürüş koşullarını temsil edecek şekilde seçilmiştir. Bu aralık, rölanti/seyir için yaklaşık (0.2-0.5C), şehir içi hızlanma için yaklaşık (1-2C), otoyol geçişleri için yaklaşık (2-3C) ve ani hızlanmalar için yaklaşık (3-5C) arasında

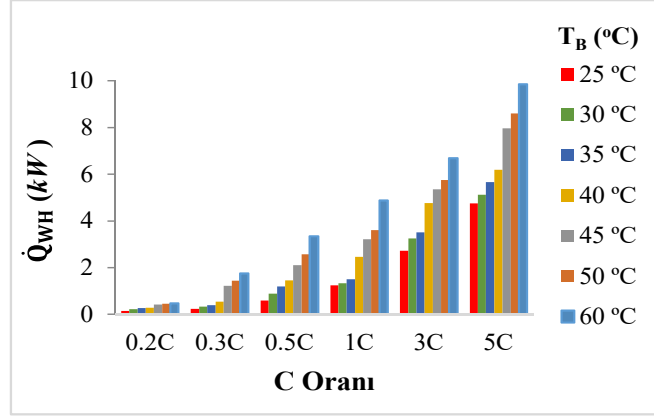
değişmektedir. Bu nedenle, her C değeri ayrı bir çalışma noktası olarak çözülmüş ve hızlanma-seyir-yavaşlama bölümleri için termal yükler eşdeğer güç seviyeleri kullanılarak temsil edilmiştir. 5C üst sınırı, güvenli tarafta kısa vadeli ani tepe noktalarını kapsamaktadır. Böylece, sonuçlar belirli bir sürüş döngüsüne bağlı kalmadan dinamik koşullara genelleştirilebilir.

Bataryanın suyla soğutulduğu durumda, araç içi ısıtma modunda farklı deşarj hızlarında TEG I'e aktarılan termal enerji miktarı Şekil 3.9'da verilmiştir.



Şekil 3.9. Farklı deşarj hızlarında bataryadan elde edilen atık ısı miktarları.

Şekil 3.9'a göre, batarya sıcaklığı 40°C olduğunda, Bataryadan üretilen atık ısı miktarı deşarj oranına bağlı olarak değişmektedir. En düşük atık ısı, 0.2C deşarj oranında yaklaşık 0.288 kW iken, en yüksek atık ısı 5C deşarj oranında 6.192 kW olmuştur. Elektrikli araç bataryasının hava soğutmalı olduğu sistem tasarımında ise, batarya sıcaklığı maksimum 60°C ile sınırlandırılmıştır. Ayrıca, analizlerde kullanılan batarya sıcaklıkları için 30°C, 35°C, 40°C, 45°C, 50°C ve 60°C'yi aşmayacak şekilde farklı sıcaklık aralıkları belirlenmiştir. Yaz şartlarında ise batarya ortam havası kullanılarak soğutulmuştur. Kullanılan hava sıcaklıkları 25°C, 30°C, 35°C, 40°C, 45°C ve 50°C olarak ayarlanmıştır. Soğutma, yalnızca ortam sıcaklığının batarya sıcaklığından düşük olduğu koşullarda gerçekleştirilmiştir. Bu nedenle, her hava sıcaklığı için yalnızca daha yüksek batarya sıcaklıklarına karşılık gelen sıcaklık eşleşmeleri dikkate alınmıştır. Bu yaklaşım, bataryayı etkili bir şekilde soğutmayı ve hedef sıcaklık aralığında tutmayı amaçlamaktadır. Buna göre, batarya soğutma işlemi sırasında oluşan atık ısı miktarları Şekil 3.10'da verilmiştir.



Şekil 3.10. Farklı batarya sıcaklıklarında elde edilen atık ısı miktarları.

Şekil 3.10'a göre, artan batarya sıcaklığı, oluşan atık ısı miktarında önemli bir artışa neden olmaktadır. Yapılan analizlerde, her bir batarya sıcaklığına karşılık gelen minimum ve maksimum atık ısı değerleri hesaplanmıştır. Buna göre, 25°C'lik bir batarya sıcaklığında atık ısı miktarı 0.146 kW ile 4.748 kW arasında değişirken, 60°C'de bu değerler 0.471 kW ile 9.846 kW arasında değişmiştir. Benzer şekilde, 30 °C, 35 °C, 40 °C, 45 °C ve 50 °C sıcaklıkları için atık ısı aralıkları sırasıyla 0.216-5.126 kW, 0.269-5.662 kW, 0.288-6.192 kW, 0.4248-7.963 kW ve 0.45-8.596 kW olarak belirlenmiştir. Bu sonuçlar, artan batarya sıcaklığının atık ısıyı artırdığını göstermektedir. Sıcaklık arttıkça, özellikle yüksek C oranı koşullarında, batarya iç direnci ve Joule ısı kayıpları da artmaktadır. Bu durum, termal yönetim sistemine aktarılan soğutma yükünü doğrudan etkilemiştir. Bu nedenle, batarya sıcaklığının kontrol edilmesi yalnızca hücre güvenliği için değil, aynı zamanda atık ısı yönetiminin optimizasyonu için de kritik öneme sahiptir.

3.3.2. Lityum İyon Pillerde Performans Kayıpları

Bu çalışmada bataryadaki performans kayıpları ise, Sıcaklıktaki artış, lityum iyon bataryaların elektrokimyasal dengesinde ve arayüz bataryalarında hızlanan bozunma süreçleri nedeniyle hem kapasitede azalmaya hem de enerji verimliliğinde düşüşe yol açmaktadır. Özellikle 40°C'nin üzerindeki sıcaklıklarda, elektrolit bozunumu ve SEI katmanı kalınlaşması gibi mekanizmalar hızlanmaktadır. Bu, bataryanın depolayabileceği enerji miktarını azaltır ve genel sistem enerji verimliliğini de düşürmektedir. Bu nedenle, sıcaklık kontrolü sürdürülebilir batarya performansı için kritik bir parametre olarak öne çıkar (Shen vd., 2022). SEI tabakasının büyümesinin büyük ölçüde difüzyonla sınırlı olduğu ve zamanla giderek yavaşlayan bir hız (kök-zaman ölçeklemesi) sergilediği raporlanmıştır. Yan reaksiyonlar sıcaklık arttıkça hızlanır. SEI kalınlaşması daha belirgin hale gelir, kapasite kaybına ve artan iç dirence neden olarak enerji verimliliğini azaltır. C oranı/akım yoğunluğu ve SoC seviyesi, anot potansiyelini

değiştirerek yan reaksiyon akımını artırabilir. Bu nedenle, bozunma yüksek C oranı ve yüksek sıcaklık koşullarında hızlanmaktadır. Bu çalışma sabit durum performansına odaklandığından, SEI kinetiğinin ayrıntılı bir analizi dahil edilmemiştir. Bu nedenle, batarya da sıcaklık kontrolünün etkili olduğu görülmektedir (Peled ve Menkin, 2017). 60°C sabit sıcaklıkta 500 çevrim sonunda LiMn₂O₄ hücrelerinin kapasite tutma oranı %83.7 olarak belirlendi. Burada bataryanın enerjisi 91.98 kWh olarak hesaplanmıştır.

$$E_{Th} = V \cdot C \cdot N \quad (D.42)$$

Bu denklem, bataryanın ideal çalışma koşulları (25-30°C) altında döngü sayısı boyunca üretebileceği toplam teorik enerji miktarını (Wh) hesaplamak için kullanılmıştır. Burada, V ortalama hücre voltajını, C hücre başına kapasiteyi (Ah) ve N döngü sayısını temsil etmektedir. Hesaplamalarda, LiMn₂O₄ hücrelerindeki kapasite ve enerji kaybı doğrusal olmayan bir yaklaşım kullanılarak araştırılmıştır. Döngüsel bozunma ve takvim yaşlanması, sıcaklık ve zaman bağımlılıklarını içeren ampirik ilişkiler kullanılarak değerlendirilmiştir. Döngüsel yaşlanma denklemi aşağıda verilmiştir (Gasper vd., 2021; Lee vd., 2015).

$$\Delta Q_{cyc}(N) = kN^{\beta} \quad (D.43)$$

burada $\Delta Q_{cyc}(N)$, N döngü sonunda döngüye bağlı bağıl kapasite/enerji kaybı, N döngü sayısı, k Kalibrasyon sabiti, β Doğrusal olmayan bozunma üssü genellikle difüzyon sınırlı/SEI büyümesi gibi mekanizmalar için $0,5 \leq \beta \leq 0,8$ aralığında alınır. Hesaplamada 0.5 olarak alınmıştır. Takvim yaşlanması aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır (Baghdadi vd., 2016; Gasper vd., 2021; Lee vd., 2015):

$$\Delta Q_{cal}(t) = a\sqrt{t}\exp\left(-\frac{E_{a.cal}}{RT}\right) \quad (D.44)$$

burada $\Delta Q_{kal}(t)$ t zamanı sonunda takvim süresine bağlı olarak oluşan bağıl kapasite/enerji kaybı, t zamanı, bir kalibrasyon katsayısı (deneysel verilerden elde edilmiştir). $E_{a.cal}$ Takvim yaşlanması için aktivasyon enerjisi (J/mol). R , evrensel gaz sabiti (J/molK), T sıcaklıktır (K). Toplam kayıplar ise;

$$\Delta Q(N, t) = \Delta Q_{cal}(t) + \Delta Q_{cyc}(N) \quad (D.45)$$

Kapasite kaybı analizleri, doğrusal olmayan bozulma eğilimleri dikkate alınarak gerçekleştirilmiş ve kapasite kayıpları 1500 çevrim için hesaplanmıştır. Sonuçlar Tablo 3.4'te gösterilmiştir (Roy vd., 2023; Zhang vd., 2025).

Tablo 3.4. Sıcaklık Artışına Bağlı Kapasite ve Enerji Kayıpları (LiMn₂O₄ Batarya, 4.2 V, 14.6 Ah, 1500 döngü).

Sıcaklık (°C)	Kapasite (sıcaklığa bağlı kullanım oranı)(%)	Enerji (kWh)	Enerji kaybı (%)	1C deşarj süresi (dak)	Yaşam döngüsü	Döngü kayıpları	COP
40 °C*	-	-	-	-	-	-	2.47
45 °C	88.76	81.63	19.47	48.3	1305	195	1.319
50 °C	87.07	80.08	22.39	46.6	1276	224	1.310
55 °C	85.39	78.54	25.31	44.8	1247	253	1.297
60 °C	83.07	76.40	28.23	43.1	1218	282	1.287

* *Optimum nokta*

Tablo, LiMn₂O₄ bataryaların in 40 °C ile 60 °C arasındaki çalışma sıcaklıklarındaki kapasite, enerji verimliliği, çevrim ömrü ve performansını karşılaştırmaktadır. Sonuçlar, batarya içindeki elektrokimyasal bozulmanın, sıcaklık arttıkça kullanılabilir kapasitede ve toplam enerji çıkışında azalmaya neden olduğunu göstermektedir. Özellikle 60 °C'de kapasite kaybı %28.2'ye, çevrim sayısı kaybı ise 245 çevrime ulaşmıştır. Bu durum, batarya sistemlerinin yüksek sıcaklıklarda çalıştırılmasının hem enerji verimliliğini hem de uzun vadeli performansı olumsuz etkilediğini göstermektedir.

Tablodaki değerlere göre, en yüksek COP değeri olan 2.47, Batarya sıcaklığının 40 °C olduğu optimum noktada elde edilmiştir. Batarya sıcaklığı arttıkça performans düşmüş ve COP değeri 60 °C'de 1.287'ye, 45 °C'de 1.319'a, 50 °C'de 1.310'a ve 55 °C'de 1.297'ye düşmüştür. Bu, performansın sıcaklıkla birlikte azaldığını ve en yüksek COP değerinin 40 °C'de elde edildiğini göstermektedir.

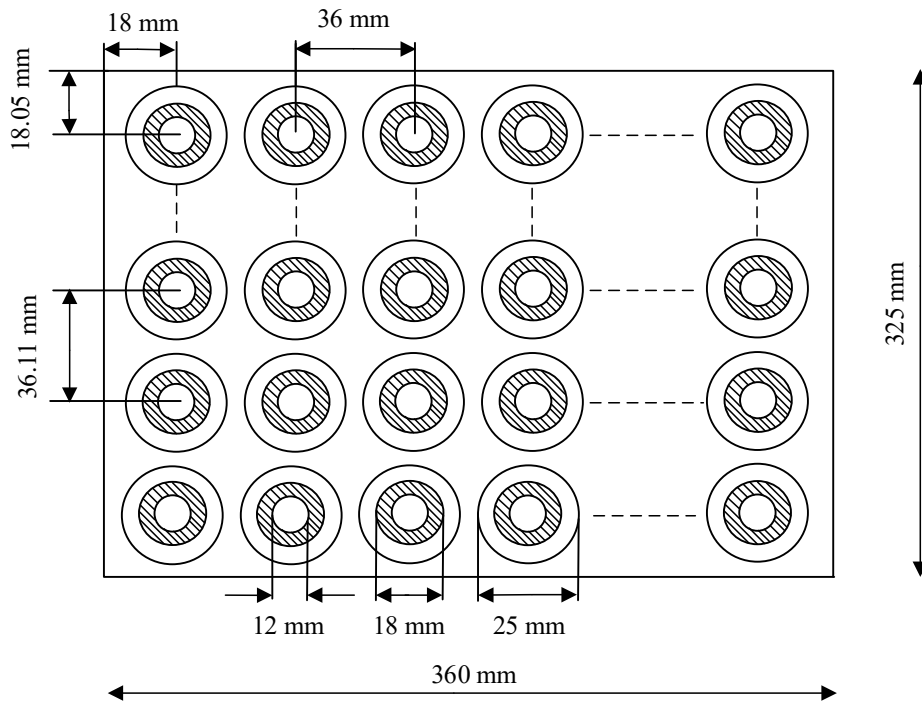
3.3.3. Termoelektrik jeneratörün (TEG) modellenmesi

Termoelektrik jeneratörün (TEG) modellenmesinde, Tasarlanan sistemin, elektrikli araç bataryaların dan gelen atık ısıyı değerlendirmek ve araç içi klima (ısıtma ve soğutma) yüklerini karşılamak için TEG'ler kullanılmaktadır. TEG modülleri, FDM'lerle çevrelenmiş özel olarak tasarlanmış bir ısı eşanjörü yapısına entegre edilmiştir. Sistem iki aşamalı olarak yapılmıştır. İlk aşamada, batarya soğutma suyundan elde edilen atık ısı araç içi ısıtma için kullanılırken, ikinci aşamada araç içi soğutma işleminden elde edilen ısı enerjisi elektrik üretmek için

kullanılır. FDM blokları arasındaki sıcaklık farkı, sabit bir sıcaklığı koruyacak şekilde optimize edilerek TEG ünitelerinden elektrik üretimi en üst düzeye çıkarılmıştır.

Sistemdeki tüm atık ısıyı değerlendirmek için teorik TEG sayısı belirlenmiş olsa da, her bir TEG modülünün kapladığı fiziksel alan uygulama sınırlamaları oluşturmaktadır. Gerekli elektriği üretmek için gereken TEG sayısı, sistemdeki atık ısı miktarına bağlı olarak artmaktadır. Maksimum TEG sayısı tasarım parametrelerine bağlı olarak sınırlandırılmıştır. Gerçekçi elektrikli araç boyutları dikkate alınarak, ısı değiştirici boyutları maksimum 400 mm x 360 mm x 325 mm olarak belirlenmiştir. Dolayısıyla, sistemin alanı göz önüne alındığında, maksimum TEG modül sayısı, toplam kapasiteyi aşmayacak şekilde 90 TEG modülü ile sınırlandırılmıştır. Kullanılabilir atık ısı bu kapasiteyi aşıya bile, modül sayısı artırılmaz ve fazla ısı sistemden uzaklaştırılır. Bu sınırlı boyutlar için tasarlanmış ısı değiştiricisine yerleştirilen tüm FDM kütlesi eritilir. Ancak, fiziksel kısıtlamalar nedeniyle, sistemdeki atık ısının tamamı değerlendirilememiştir. Sadece bu hacme sığdırılabilen FDM kütlesini eritmek için gereken miktar kullanılmış ve kalan ısı sistemden uzaklaştırılmıştır.

Kanatlı borulu ısı eşanjörleri, genişletilmiş yüzey alanları sayesinde ısı transferini artırarak daha verimli bir ısı değişimi sağlamaktadır. Özellikle düşük sıcaklık farklarında çalışan sistemlerde, kanatlı yapı kompakt boyutlarıyla yüksek ısı transfer kapasitesine ulaşmaktadır. Bu, hem ısı performansını iyileştirir hem de sistemin hacimsel verimliliğini artırarak tasarım avantajı sağlar. Düzenin geometrik yapısı Şekil 3.11'de verilmiştir.



Şekil 3.11. Kanatlı borulu ısı değiştiricinin yapısı.

Şekil 311'e göre, pt boruların yatay merkezden merkeze eğimini, pc ise boruların dikey merkezden merkeze mesafesini temsil etmektedir. pt/2 ve pc/2 değerleri, bu düzenlemede karşıt borular arasındaki yarım eğim mesafelerini gösterir ve özellikle kanatçık düzeni ve akış alanı simetrisi açısından önemlidir. FDM ve TEG bileşenlerinin yerleştirildiği dairesel kanatçıklı borulu ısı eşanjörünün geometrik özellikleri Tablo 3.5'te verilmiştir.

Tablo 3.5. Kanatlı borulu ısı değiştiricinin geometrik konfigürasyon parametreleri.

Geometrik Özellikler	R134a	Su	Hava
Boru iç çap (d_1)	6 mm	12 mm	10 mm
Boru dış çap (d_2)	9 mm	18 mm	15 mm
Dış kanat çap (D_0)	14 mm	25 mm	26 mm
Kanatçık aralığı (s)	3 mm	3 mm	3 mm
Kanat uzunluğu (b)	2 mm	2 mm	3 mm
Kanat uzunluğu (L)	5 mm	4 mm	6 mm
Boru ısı iletkenliği (k_T)	170 kW/ mK	170 kW/ mK	170 kW/ mK
Kanat ısı iletkenliği (k_f)	250 kW/ mK	250 kW/ mK	250 kW/ mK

Kanatlı borulu bir ısı eşanjöründe kullanılan boru düzeni, yatay ve dikey yönlerde farklı aksenal aralıklar kullanılarak tasarlanmıştır. Her bir borunun etrafına yerleştirilen radyal kanatçıklar, yüzey alanını artırarak ısı transfer verimliliğini artırmayı amaçlamaktadır. Bu konfigürasyon, kompakt tasarım ile yüksek termal performansı dengelemek için seçilmiştir. TEG ünitesinin yapısal düzeni Şekil 3.12'de verilmiştir.

farklı kılan bir diğer önemli avantajdır (Wadee vd., 2025). Çalışmada kullanılan FDM'lerin termofiziksel özellikleri Tablo 3.7'de verilmiştir (FDM,2025).

Tablo 3.7. FDM'lerin özellikleri

Özellik	k (W/mK)	$\rho_{sıvı}$ (lt/m ³)	$\rho_{katı}$ (lt/m ³)	β (%)	T _{erime} (°C)	C _p (kJ/kg)	L _{LHC} (kJ/kg)
RT15	0.2	0,77	0,88	12.5	15	2	155
RT17	0.2	0,77	0,88	12.5	17	2	150
RT21	0.2	0,77	0,88	14	21	2	190
RT25	0.2	0,77	0,88	14	25	2	230
RT30	0.2	0,76	0,83	12.5	30	2	165
RT35	0.2	0,77	0,88	12	35	2	240
RT40	0.2	0,76	0,88	12.5	45	2	165
RT45	0.2	0,77	0,88	12	45	2	160
RT50	0.2	0,77	0,88	12.5	50	2	160
RT55	0.2	0,77	0,88	14	55	2	170
RT60	0.2	0,77	0,88	12	60	2	160

TEG analizlerinde, kullanılan termal modüldeki malzemelerin termal ve elektriksel özelliklerine bağlı olarak iç elektriksel direnç ($R_{iç}$) ortaya çıkmıştır (Champier vd., 2011; Sahli vd., 2022).

$$R_{iç} = \frac{\rho_p L_p}{A_p} + \frac{\rho_n L_n}{A_n} \quad (D.46)$$

burada, A_p ve A_n sırasıyla p tipi ve n tipi yarı iletkenlerin kesit alanlarını, ρ_p ve ρ_n ise ilgili malzemelerin elektriksel özdirençlerini temsil eder. L_p ve L_n ise sırasıyla p tipi ve n tipi termoelektrik elemanların uzunluklarını ifade etmektedir. Termoelektrik iletken çiftinin ısı iletkenliği K_{TEG} (W/K) şu şekildedir:

$$K_{TEG} = \frac{A_p k_p}{L_p} + \frac{A_n k_n}{L_n} \quad (D.47)$$

burada , k_p ve k_n , sırasıyla p tipi ve n tipi termoelektrik malzemelerin termal iletkenlik katsayılarını temsil etmektedir (Ilbas vd., 2023). Maksimum güç noktası koşulunda, yani yük direnci iç dirence eşit olduğunda ($R_L = R_{iç}$), modül akımı şu şekilde verilmiştir (Ilbas vd., 2023)

$$I = \frac{\alpha (T_{sıcak} - T_{soğuk})}{2R} \quad (D.48)$$

burada, α termoelektrik modülün Seebeck katsayısıdır (V/K), $T_{sıcak}$ ve $T_{soğuk}$, sırasıyla sıcak ve soğuk bağlantı noktalarındaki sıcaklıklarını (K) gösterir. R_L harici yük direncidir (Ω). Seebeck etkisine dayanarak, bir termoelektrik jeneratörün elektriksel çıktısı, iki taraf arasındaki sıcaklık gradyanı arttıkça artar. Çıkış gücü aşağıdaki denklemde verilmiştir (Ali vd., 2023).

$$P = I^2 R = \alpha^2 (T_{sıcak} - T_{soğuk})^2 \frac{R_o}{(R_L + R)^2} \quad (D.49)$$

burada TEG modülünün maksimum çıkış gücü (P_{max}), harici yük direnci dahili elektrik direncine eşit olduğunda üretilir. P_{max} aşağıdaki gibi verilmiştir (Cui vd., 2025):

$$P_{max} = I^2 R = \frac{\alpha^2 (T_{sıcak} - T_{soğuk})^2}{4R} \quad (D.50)$$

Sıcak bağlantı noktasındaki ısı akışı aşağıdaki ilişkiyle ifade edilir (Lee, 2011):

$$\dot{Q}_{sıcak} = \left((\alpha T_{sıcak} I) - \left(\frac{1}{2} I^2 R \right) + K_{TEG} (T_{sıcak} - T_{soğuk}) \right) \quad (D.511)$$

Buna karşılık karşılık gelen soğuk taraf ısı oranı şu şekildedir:

$$\dot{Q}_{soğuk} = \left((\alpha T_{sıcak} I) + \left(\frac{1}{2} I^2 R \right) + K_{TEG} (T_{sıcak} - T_{soğuk}) \right) \quad (D.522)$$

burada, bacakların termal iletkenliği (K_{TEG}). Burada, $T_{sıcak}$ ve $T_{soğuk}$ sırasıyla TEG modülünün sıcak ve soğuk yüzeylerindeki sıcaklıklarıdır. TEG verimliliği ise,

$$\eta = \frac{P_{çıkış}}{\dot{Q}_{sıcak}} \quad (D.53)$$

Atık ısı miktarına (\dot{Q}_{WH}) bağlı olarak ısı değiştirici üzerine yerleştirilecek TEG modülü sayısı N_{TEG} olarak ifade edilir.

$$N_{TEG} = \frac{\dot{Q}_{WH}}{\dot{Q}_{sıcak} n} \quad (D.54)$$

burada n, her bir TEG modülündeki termokupl çifti sayısını temsil eder. Toplam TEG modülü sayısı belirlendikten sonra, ısı eşanjörü boyutlandırma işlemi tamamlanmıştır. Bu aşamada,

TEG modüllerinin yatay ve dikey yerleşimi en uygun şekilde ayarlanmıştır. Isı eşanjörü içindeki tek bir borudan geçen ısı miktarı aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\dot{Q}_{\text{boru}} = \frac{1}{\underbrace{\frac{1}{\frac{Nu_i k_i}{D} A_i} + \frac{1}{2\pi k_{\text{boru}} \ln\left(\frac{r_o}{d_i}\right)} + \frac{1}{2\pi k_{\text{kanat}} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)} + \frac{1}{\eta_k \frac{Nu_{FDM} k_{FDM}}{D}}}}_{U_{\text{boru}}} A_{\text{boru}} \left(T_{\text{FDM-melt}} - \left(\frac{T_{\text{in}} + T_{\text{out}}}{2} \right) \right) \quad (\text{D.55})$$

burada, k_{boru} , boru malzemesinin ısı transfer katsayısını ifade etmektedir. k_i borudan geçen akışkanın ısı transfer katsayısını, k_{FDM} ise FDM ısı transfer katsayısıdır. d_i ve d_o sırasıyla borunun iç ve dış yarıçaplarıdır. A_{boru} , borunun ısı transfer yüzey alanını temsil etmektedir. $T_{FDM-erime}$, FDM'nin erime sıcaklığıdır. Nu_i Boru içindeki akışkanın Nusselt sayısıdır. ve Nu_{FDM} , FDM'nin Nusselt sayısıdır (Lee, 2011). Isı değiştiricinin verimliliği, iletim kayıpları dikkate alınarak 0.98 olarak alınmıştır (Arslan vd., 2023a). Boru alanı şu şekilde verilmiştir:

$$A_{\text{boru}} = A_{\text{yalın}} + \eta_f A_{\text{fin}} \quad (\text{D.56})$$

$$A_{\text{yalın}} = 2\pi r_1 L \quad (\text{D.57})$$

$$A_{\text{kanat,tek}} = 2\pi r_2 t_f + \pi(r_2^2 - r_1^2) \quad (\text{D.58})$$

burada L borunun uzunluğu, $A_{\text{yalın}}$ çıplak boru yüzey alanı, r_1 borunun dış yarıçapı, t_f kanat kalınlığı ve r_2 kanat dış yarıçapıdır. Dairesel kanatçıklı bir boru için genel ısı transfer katsayısı olarak verilmiştir (Banu vd., 2022; Yadav vd., 2023):

$$\frac{1}{U_T} = \frac{1}{\eta_f h_o} + \frac{\delta_t}{k_t} + \frac{1}{h_i} \quad (\text{D.59})$$

burada h_o , kanatçıklı yüzeye karşılık gelen dış konvektif ısı transfer katsayısıdır, h_i boru tarafı için iç katsayıdır, δ_t boru duvar kalınlığını, k_t boru malzemesinin ısıl iletkenliğini ve η_f kanatçık verimliliğini gösterir. Dairesel kanatçıklar için kanatçık verimliliği şu şekilde verilir:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL_f)}{mL_f} \quad (\text{D.60})$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_i}{t_f k_{\text{kanat}}}} \quad (\text{D.61})$$

burada L_f , kanatçık uzunluğu, k_{kanat} ise kanatçık malzemesinin ısıl iletkenliği olarak tanımlanır. Hem TEG-I hem de TEG-II sistemlerinin tasarımında ve termal analizinde, dış yüzeyi faz değişim malzemesi (FDM) ile çevrili dairesel kanatçıklı borular ısı değiştirici olarak kullanılmıştır. Buna göre, U_{boru} , FDM tarafından taşınım yoluyla ısı transferini içermektedir.

Her iki sistemde de, çevre ortamı FDM'ye doğrudan temas halinde olduğundan, dış taşınım yoluyla ısı transfer katsayısının (h_o) aynı olduğu varsayılmıştır.

$$h_o = \frac{Nu_{FDM}k_{FDM}}{D} \quad (D.62)$$

Nu_{FDM} , aşağıdaki korelasyon kullanılarak doğal konveksiyona dayalı olarak hesaplanmaktadır (Arslan vd., 2023b).

$$Nu_{FDM} = \frac{0.35(GrPr)^{1/4}}{\left(1 - \left(\frac{0.143}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{4/9}} \quad (D.63)$$

TEG-I ve TEG-II modülleri için sistem değerlendirmesinde, iç konvektif ısı transfer katsayıları, boruların içinde kullanılan çalışma akışkanlarındaki değişikliklere bağlı olarak değişmektedir. TEG-I ünitesinde, iç konvektif ısı transfer katsayısı (h_i), gaz akışlarının zorlanmış konveksiyonu için ampirik korelasyonlar kullanılarak hesaplanmaktadır. Laminer akış koşulları için Nusselt sayısı, aşağıda verilen ampirik korelasyon kullanılarak hesaplanmaktadır (Shaito vd., 2023).

$$Nu_{fg} = 0.664 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (D.64)$$

burada Re , Reynolds sayısına karşılık gelirken, Pr , Prandtl sayısına karşılık gelir.

$$Re = \frac{\dot{m}D}{A\mu} \quad (D.65)$$

$$Pr = \frac{C_p\mu}{k} \quad (D.66)$$

burada D boru çapı, \dot{m} kütle akış hızı, A borunun kesit alanı ve μ dinamik viskozitedir.

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_{ref})L^3}{\nu^2} \quad (D.67)$$

burada, g Yerçekimi ivmesi (m/s^2), β Hacimsel termal genleşme katsayısı ($1/K$), T_s Yüzey sıcaklığı (K), T_{ref} akışkan sıcaklığı (K), L uzunluk (m), ν Kinematik viskozite (m^2/s). Buna karşılık, akışkan borunun içinde dolaşarak ısıyı FDM'ye aktardığı TEG-I ünitesinde, iç konvektif ısı transfer katsayısı, suyun termal özelliklerine göre belirlenmektedir. Laminer akış koşulları altında, dairesel bir borudaki tam gelişmiş akış için Nusselt sayısı aşağıdaki gibi alınır.

$$Nu = 3.66 \quad (D.68)$$

Türbülanslı akış için Nu sayısı:

$$Nu = \frac{f}{8} (Re - 1000) \frac{Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} (0.5 < Pr < 2000 \text{ ve } 3000 < Re < 5 \times 10^6) \quad (D.69)$$

$$f = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2} \quad (D.70)$$

TEG-II modülünde, sıcak yüzey çift fazlı FDM3 ile temas halindeyken, soğuk yüzey hava ile temas halindedir. Bu bölgede, FDM3'ten TEG'e ısı transferi çift fazlı konveksiyon davranışına dayanmaktadır. FDM4 ile çevrili TEG'nin diğer tarafındaki ısı transferi, uygun Nusselt sayı korelasyonları kullanılarak modellenmiştir (Zhao vd., 2020).

$$Nu_{hava} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (D.71)$$

Bir boru içindeki hava akışından kaynaklanan konveksiyon ısı transferi, Nusselt sayısına dayalı ampirik bir korelasyon kullanılarak hesaplanmıştır. Bu bağlamda kullanılan Nusselt sayısı, Nu_{hava} , Reynolds Re ve Prandtl Pr sayılarıyla ilişkilendirilmiştir. Genellikle türbülanslı rejim için kullanılan bu sayılar, aşağıdaki ilişkilerle belirlenmiştir. İlgili parametrelere dayanarak, hava tarafı konveksiyon ısı transfer katsayısı h , aşağıda verilen denklem kullanılarak hesaplanmıştır (Incropera vd., 2007).

$$h = \frac{0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.3} \cdot k}{Dh} \quad (D.72)$$

Çift fazlı akışkanlarla (FDM2 ve FDM3) çalışan bölgelerde, klasik tek fazlı Nusselt korelasyonları kullanılmamıştır. Bu nedenle, bu bölgelerdeki ısı transferi, akışkanın buharlaşma kalitesine ve faz dağılımına bağlı olarak değişmekte olup, literatürde yaygın olarak kullanılan Chen korelasyonu kullanılarak değerlendirilmektedir. Bu korelasyon, sıvı ve buhar fazlarındaki ısı transfer katsayıları ve akışkanın kuruluğu dikkate alınarak ortalama ısı transfer katsayısının hesaplanmasına olanak tanır (Yuncu ve Kakac, 1999). İlgili bağıntılar bölüm 2.5'te bataryanın soğutma etkinliğinde verilmiştir.

FDM eritme analizinde kullanılan enerji dengesi, $\dot{Q}_{giriş}$, kontrol hacmine giren etkin ısı akısı, \dot{Q}_{TEG} kontrol hacmine aktarılan ısı akısı ve $\dot{Q}_{kayıp}$ dış kayıplardan oluşmaktadır. İlgili ifadeler aşağıda verilmiştir (Lee, 2011).

$$\dot{Q}_{giriş} = n_{HX} U_{boru} A_{boru} \left(T_{FDM-erime} - \left(\frac{T_{giriş} + T_{çıkış}}{2} \right) \right) \quad (D.73)$$

burada, $\dot{Q}_{giriş}$ Kontrol hacmine giren ısı akısı, U_{boru} , boru ile FDM arasındaki etkin toplam ısı transfer katsayısı, A_{boru} ise boru dış yüzeyinin etkin ısı transfer alanı ve n_{HX} ısı değiştirici verimidir.

FDM için enerjinin korunumuna göre:

$$\dot{Q}_{giriş} = \dot{Q}_{TEG} + \dot{Q}_{kayıp} \quad (D.74)$$

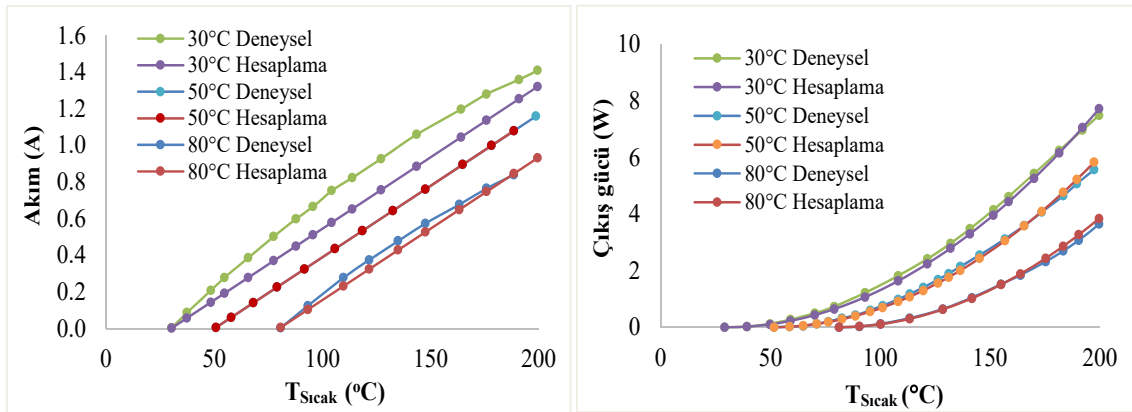
burada \dot{Q}_{TEG} TEG'e aktarılan ısı akısı (W), $\dot{Q}_{kayıp}$ muhafazadan dış ortama ısı kaybıdır (W). FDM'nin eritme işlemi sırasında depolayabileceği enerji miktarı;

$$Q_{FDM} = m_{FDM}Le \quad (D.75)$$

burada, m_{FDM} FDM kütlesi (kg) olarak tanımlanırken, Le FDM'nin gizli ısıdır (kJ/kg). Bu tasarımda, FDM kapalı bir hacimde çalıştığı için kayıplar hesaba katılmamıştır (Zhang vd., 2016).

3.3.4. Modelin Doğrulanması

Model doğrulaması sistemin, elektrik üretiminin yanı sıra ısıtma ve soğutma işlevlerini eş zamanlı olarak sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. Tasarıma dahil edilen termoelektrik jeneratör modülü, Kryotherm TGM-127-1.4-1.2 kataloğundaki TEG (2025) üretici verileriyle karşılaştırılmış ve bu doğrulama süreci Şekil 3.13'te verilmiştir. Termoelektrik modülün performans eğrileri kullanılarak yapılan simülasyon sonuçlarına ait hata istatistikleri Tablo 3.8'de verilmiştir.



Şekil 3.13. Sıcak yüzey sıcaklığına bağlı olarak farklı soğuk yüzey sıcaklıklarında TEG'nin akım ve güç çıkışlarının karşılaştırmalı analizi.

Tablo 3.8. TEG'in performans eğrileri ile simülasyon sonuçları arasındaki hata istatistiklerinin değerlendirilmesi.

		Güç (W)			Akım (A)		
		R^2	MAPE (%)	RMSE (%)	R^2	MAPE (%)	RMSE (%)
T_C (°C)	30	0.99	7.58	14.82	0,98	20.16	13.34
	50	0.99	6.39	10.35	0,99	15.12	9.19

Tablo 3.8'deki doğrulama kriterleri, literatürde yaygın olarak kullanılan doğrulama metotlarıyla tutarlıdır ve modelin geçerliliğini desteklemektedir. Güç ve akım için R^2 aralığının 0.98-0.99 olması çok yüksek uyumu gösterir. MAPE çoğu koşulda güç için %4.96-7.58 ve akım için %7.29-15.12'dir. Genellikle, <%10 yüksek doğruluk ve %10-20 kabul edilebilir değer olarak kabul edilmektedir. %3.32-14.82'lik RMSE aralığı, modelin TEG sistemi için hesaplamalarının referans deneysel çalışmaya göre doğrulandığını göstermektedir. Başka bir doğrulama işleminde, sistemde kullanılan ısı değiştiricilerde farklı akışkanlar kullanılmıştır. Doğrulama işlemi su tarafı, çift fazlı akışkan tarafı ve hava tarafı olmak üzere üç farklı akışkan için ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Her bir çalışma koşulu için elde edilen sonuçlar literatürdeki çalışmalarla karşılaştırıldı. Bu doğrultuda, her iki sistemde kullanılan ısı eşanjörlerinin buharlaştırıcı ve kondenser performansları, doğrulama sürecinde, Referanslardaki çalışma koşulları bu çalışmaya uyarlandı. Doğrulama sonuçları Tablo 3.9 (Marcinkowski vd., 2024), 3.10 (Wijayanto vd., 2021), ve 3.11'de (Ghadiri vd., 2024) verilmiştir.

Tablo 3.9. Tasarlanan sistemde su kullanılan bölümün doğrulama sonuçları

		Mevcut çalışma	Referans çalışma	Fark (%)
Tüp sayısı	Nt	51	49	3.91
Tüpteki akışkan hızı	Vt	0.024	0.027	11.1
Reynold sayısı	Re	8241	7999	2.93
Isı transfer katsayısı	h	1969.08	1898.64	2.66
Genel ısı transfer katsayısı	U	1111.63	1084.61	2.51
Nusselt sayısı	Nu	66.54	70.05	5.27

Tasarlanan sistemin referans çalışmada olduğu gibi aynı koşullar altında analizi sonucunda boru sayısı 51 olarak elde edilmiş olup, bu değer referans çalışmaya göre % 3.91'lik bir fark göstermiştir. Boru içerisindeki akışkan hızı 0.024 m/s olarak bulunmuş olup, referans değerine göre % 11.1'lik bir farka sahiptir. Reynolds sayısı 8241 olarak hesaplanmış olup, fark % 4.33'tür. Isı transfer katsayısı 1969.08 W/m²K olarak bulunmuş olup, referans değerine göre %2.66'lık bir farka sahiptir. Buharlaştırıcının genel ısı transfer katsayısı 1111.63 W/m²K olarak bulunmuş olup, fark % 2.51'dir. Doğrulama sonuçları önerilen modelin literatür verileriyle uyumlu olduğunu göstermektedir.

Tablo 3.10. Tasarlanan sistemde hava kullanılan bölümün doğrulama sonuçları.

		Mevcut çalışma	Referans Çalışma	Fark (%)
Tüp sayısı	Nt	47	44	6.38
Tüpteki akışkan hızı	Vt	2.48	2.5	0.67
Reynold sayısı	Re	1429.9	1509.20	5.58
Isı transfer katsayısı	h	162.807	158.47	2.74
Genel ısı transfer katsayısı	U	85.9	89.82	4.56
Nusselt sayısı	Nu	66.77	65	2.73

Referans çalışmada kullanılan koşullara göre, model boru sayısını 47 olarak hesaplanmıştır. Bu, referans çalışmadan %6.38'lik bir farka karşılık gelmektedir. Borudaki akışkan hızı 2.48 m/s olarak hesaplandı ve referans değerinden yalnızca %0.67 sapma göstermiştir. Reynolds sayısı 1429.9 olarak hesaplandı ve referans değerine göre %5.58'lik bir fark meydana gelmiştir. Isı transfer katsayısı 162.807 W/m²K olarak hesaplandı ve referans değere göre %2.74'lük bir fark oluşmuştur ve genel ısı transfer katsayısı 85.9 W/m²K olarak hesaplandı ve referans çalışma ile %4.56'lık bir fark meydana gelmiştir.

Tablo 3.11. Tasarlanan sistemde R134a kullanılan bölümün doğrulama sonuçları.

		Mevcut çalışma	Referans Çalışma	Fark (%)
Tüp sayısı	Nt	46	48	4.16
Tüpteki akışkan hızı	Vt	0,983	0,916	7.83
Reynold sayısı	Re	3823	3927	2.62
Isı transfer katsayısı	h	6723.13	7020	4.23
Genel ısı transfer katsayısı	U	2759	2587	6.20

Modelin hesapladığı sonuçlar referans çalışmadaki değerlerle oldukça uyumludur. Boru sayısı 46 olarak bulunmuş ve bu, referans veriden yalnızca %4.16'lık bir fark göstermiştir. Akışkan hızı 0.983 m/s olup, referans hızdan sadece %7.83 sapmıştır. Reynolds sayısı 3823 olarak belirlenmiş ve bu değer referansa göre %2.62 farklılık göstermektedir. Isı transfer katsayısı 6723.13 W/m²K olarak hesaplanmış, fark %4.23'te kalmıştır. Genel ısı transfer katsayısı ise 2759 W/m²K olup, referans çalışmaya göre yalnızca %6.20'lik bir sapma göstermiştir. Bu farklar, geliştirilen modelin literatürdeki deneysel verilerle güçlü bir doğruluk ve uyum içinde olduğunu açıkça ortaya koymaktadır.

3.4. Enerji ve Ekserji Analizi

Artan enerji talebi ve teknolojik ilerlemeler, mevcut kaynakların yalnızca nicelik açısından değil, aynı zamanda etkinlik ve sürdürülebilirlik yönünden de değerlendirilmesini zorunlu kılmaktadır. Bu doğrultuda enerji kavramının yanısıra ekserji analizi, sistemlerin gerçek verimliliğini ortaya koyan temel bir yaklaşım olarak öne çıkmaktadır. Ekserji, bir enerji kaynağının çevresiyle etkileşim sürecinde sağlayabileceği en yüksek yararlı iş miktarını tanımlar. Bu özelliğiyle, enerji miktarını değil, enerjinin kullanılabilirlik düzeyini ve kalite boyutunu değerlendirmeye imkân verir. Dolayısıyla ekserji analizi, enerji dönüşümlerinde kayıpların kaynağını belirleyerek sistemlerin geliştirilmesi ve sürdürülebilir enerji kullanımı açısından kritik bir araçtır.

Kontrol hacmine ait temel kütle ve enerji denklemleri literatürde aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır (Hepbasli, 2008)

$$\Sigma \dot{m}_i - \Sigma \dot{m}_o = 0 \quad (D.76)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} + \Sigma(\dot{m}_i \dot{h}_i) - \Sigma(\dot{m}_o \dot{h}_o) = 0 \quad (D.77)$$

$$\left(1 - \frac{T_o}{T}\right) \dot{Q} - \dot{W} - \Sigma(\dot{m}_i \psi_i) - \Sigma(\dot{m}_o \psi_o) - \dot{E}x_d = 0 \quad (D.78)$$

burada \dot{Q} ısı terimini, \dot{W} iş terimini ve \dot{m} kütle akış hızını ifade etmektedir. i ve o alt simgeleri sırasıyla giriş ve çıkış koşullarını tanımlar. Akışın ekserjisi aşağıdaki şekilde verilmiştir:

$$\psi = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (D.79)$$

h ve s sembolleri, sırasıyla belirli bir durumdaki entalpi ve entropiyi temsil eder. o alt simgesi, minimum -40 °C ve 1 atm (101.325 kPa) basınçtaki referans durum koşullarını göstermektedir. İkincil akışkanın direk soğutucu olarak kullanıldığı sistemde tasarlanan sistemin enerji ve ekserji dengesi denklemlerini Tablo 3.12 ve 3.13'te gösterilmiştir.

Tablo 3.12. YS'nin kütle ve enerji dengeleri.

Bileşenler	kütle dengesi	Enerji dengesi	Verim
Evap	$\dot{m}_1 = \dot{m}_7$	$\dot{Q}_{WH} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_7 h_7$	$\eta_{Evap} = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{\dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_7 h_7}$
Komp	$\dot{m}_2 = \dot{m}_4$	$\dot{W}_{Komp} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_2 h_2$	$\eta_{Komp} = \frac{\dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_2 h_2}{\dot{W}_{Komp}}$
Kond	$\dot{m}_4 + \dot{m}_8 = \dot{m}_5 + \dot{m}_9$	$\dot{Q}_{Kond} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_9 h_9$	$\eta_{Kond} = \frac{\dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_8 h_8}{\dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5}$

ExV	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_6 h_6$	-
ADU	$\dot{m}_{10} + \dot{m}_{13} = \dot{m}_{11}$	$\dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{13} h_{13} + \dot{W}_{Isitici}$ $= \dot{m}_{11} h_{11}$	$\eta_{ADU} = \frac{\dot{m}_{11} h_{11}}{\dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{13} h_{13} + \dot{W}_{Hec}}$
Genel sistem	$COP = \frac{\dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_{13} h_{13} - \dot{m}_8 h_8}{\dot{W}_{Komp} + \dot{W}_{Isitici}}$		

Tablo 3.13. YS'nin ekserji dengeleri.

Bileşenler	Ekserji dengesi	Verim
Evap	$\dot{E}x_{d,Evap} = \dot{m}_7 \psi_7 - \dot{m}_1 \psi_1 - \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) \dot{Q}_{Ev}$	$\varepsilon_{Evap} = 1 - \frac{\dot{E}x_{d,E}}{\dot{m}_4 \psi_4 - \dot{m}_1 \psi_1}$
Komp	$\dot{E}x_{d,Komp} = \dot{m}_2 \psi_2 - \dot{m}_4 \psi_4 \pm \dot{m}_{11} \psi_{11} + \left(1 - \frac{T_0}{T_4}\right) \dot{Q}_{Komp}$	$\varepsilon_{Komp} = 1 - \frac{\dot{E}x_{d,C}}{\dot{m}_2 \psi_2 + \dot{W}_{Komp}}$
Kond	$\dot{E}x_{d,Con} = \dot{m}_4 \psi_4 - \dot{m}_5 \psi_5 + \dot{m}_9 \psi_9 - \dot{m}_8 \psi_8 + \left(1 - \frac{T_0}{T_5}\right) \dot{Q}_{Con}$	$\varepsilon_{Kond} = 1 - \frac{\dot{E}x_{d,Con}}{(\dot{m}_4 \psi_4 + \dot{m}_8 \psi_8)}$
ExV	$\dot{E}x_{d,Exv} = \dot{m}_6 \psi_6 - \dot{m}_5 \psi_5$	$\varepsilon_{EV} = 1 - \frac{\dot{E}x_{d,EV}}{(\dot{m}_6 \psi_6 - \dot{m}_5 \psi_5)}$
ADU	$\dot{E}x_{d,ADU} = \dot{m}_{13} \psi_{13} + \dot{m}_{10} \psi_{10} - \dot{m}_{11} \psi_{11} + \dot{W}_{Heater}$	$\varepsilon_{ADU} = 1 - \frac{\dot{E}x_{d,ADU}}{(\dot{m}_6 \psi_6 - \dot{m}_5 \psi_5)}$
Genel sistem	$\varepsilon_{Sistem} = 1 - \frac{\dot{E}x_{d,total}}{\dot{E}x_{i,total}}$	

Ayrıca son yıllarda literatürde, elektrikli araçlarda atık ısının geri kazanımı için TEG ve FDM temelli hibrit çözümler dikkat çekmektedir. Bu çalışmada da benzer yaklaşımlardan, TEG ve FDM ile bütünleştirilmiş atık ısı geri kazanım sisteminin araç içi ısıtma ve soğutma performansı termodinamik açıdan incelenmiştir. TEG ve FDM destekli termal sistemde tasarlanan yeni sistemin enerji ve ekserji dengesi denklemlerini Tablo 3.14'te gösterilmiştir.

Tablo 3.14. TEG ve FDM destekli termal sisteminin enerji ve ekserji dengeleri.

Bileşenler	Enerji dengesi	Ekserji dengesi
Evap	$\dot{Q}_{Evap} = (\dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_5 h_5) - (\dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_1 h_1) + \dot{W}_{TEG1}$	$\dot{E}x_{d,Evap} = \dot{m}_6 \psi_6 - \dot{m}_5 \psi_5 + \dot{m}_4 \psi_4 - \dot{m}_1 \psi_1 - \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) \dot{Q}_{Ev}$

Komp	$\dot{W}_{Komp} = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1$	$\dot{E}x_{d,Komp} = \dot{m}_2 \psi_2 - \dot{m}_1 \psi_1 \pm \dot{m}_{11} \psi_{11}$ $+ \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) \dot{Q}_{Comp}$
Kond	$\dot{Q}_{Con} = (\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3) - (\dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{10} h_{10}) + \dot{W}_{TEG2}$	$\dot{E}x_{d,Kond} = \dot{m}_2 \psi_2 - \dot{m}_3 \psi_3 + \dot{m}_9 \psi_9 - \dot{m}_{10} \psi_{10} + \left(1 - \frac{T_0}{T_3}\right) \dot{Q}_{Con}$
ExV	$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_6 h_6$	$\dot{E}x_{d,Exv} = \dot{m}_3 \psi_3 - \dot{m}_4 \psi_4$
Pompa	$\dot{W}_{pompa} = (\dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_6 h_6)$	$\dot{W}_{pompa} = (\dot{m}_5 \psi_5 - \dot{m}_6 \psi_6)$
Fan	\dot{W}_{fan}	$\dot{E}x_{fan}$
TEG1	$\dot{W}_{TEG1} = (\dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_5 h_5) - \dot{Q}_{PCM1} - \dot{Q}_{PCM2} - (\dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_1 h_1)$ $\dot{Q}_{FDM1} = 0.98(\dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_5 h_5)$ $\dot{Q}_{FDM2} = 0.98(\dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_1 h_1)$	$\dot{W}_{TEG1} = (\dot{m}_6 \psi_6 - \dot{m}_5 \psi_5) - (\dot{m}_4 \psi_4 - \dot{m}_1 \psi_1) - \left(1 - \frac{T_0}{T_{PCM1}}\right) \dot{Q}_{FDM1} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{PCM2}}\right) \dot{Q}_{FDM2}$
TEG2	$\dot{W}_{TEG2} = (\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3) - \dot{Q}_{PCM3} - \dot{Q}_{PCM4} - (\dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{10} h_{10})$ $\dot{Q}_{FDM3} = 0.98(\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3)$ $\dot{Q}_{FDM4} = 0.98(\dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{10} h_{10})$	$\dot{W}_{TEG2} = (\dot{m}_2 \psi_2 - \dot{m}_3 \psi_3) - (\dot{m}_9 \psi_9 - \dot{m}_{10} \psi_{10}) - \left(1 - \frac{T_0}{T_{PCM3}}\right) \dot{Q}_{PCM3} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{PCM4}}\right) \dot{Q}_{PCM4}$

Soğutma, ısıtma ve genel sistemin enerji ve ekserji verimlilikleri:

$$COP_{Isl} = \frac{\dot{Q}_{Kond}}{\dot{W}_{pompa} + \dot{W}_{Komp} - (\dot{W}_{TEG1} + \dot{W}_{TEG2})} \quad (D.80)$$

$$COP_{Soğ} = \frac{\dot{Q}_{Ev}}{\dot{W}_{fan} + \dot{W}_{Komp} - \dot{W}_{TEG2}} \quad (D.81)$$

$$\varepsilon_{Isl} = 1 - \frac{\dot{E}x_{d,kond} + \dot{W}_{TEG2}}{(\dot{m}_2 \psi_2 + \dot{m}_9 \psi_9)} \quad (D.82)$$

$$\varepsilon_{Soğ} = 1 - \frac{\dot{E}x_{d,Ev} + \dot{W}_{TEG2}}{(\dot{m}_2 \psi_2 + \dot{m}_9 \psi_9)} \quad (D.83)$$

$$\varepsilon_{Sistem,Isıtma} = 1 - \frac{(\dot{m}_3 \psi_3 + \dot{m}_{10} \psi_{10})}{(\dot{m}_2 \psi_2 + \dot{m}_9 \psi_9 + \dot{W}_{Comp} - (\dot{W}_{TEG1} + \dot{W}_{TEG2}) + \dot{W}_{Pump})} \quad (D.84)$$

3.5. Ekonomik Değerlendirme

Net Bugünkü Değer (NBD), bir yatırımın finansal cazibesini ve ekonomik verimliliğini değerlendirmek amacıyla kullanılan temel bir sermaye bütçeleme yöntemidir. Bu yaklaşım, yatırımın gelecekte yaratacağı beklenen nakit akışlarını belirli bir iskonto oranı kullanarak bugünkü değere indirger ve bu değerden yatırımın ilk maliyetini çıkararak net ekonomik getiriye hesaplar. NBD analizi, paranın zaman değeri prensibini esas almaktadır. Bu prensip, gelecekte elde edilmesi beklenen gelirlerin bugünkü satın alma gücü açısından daha düşük bir değere sahip olacağını kabul eder. Bu yaklaşım sayesinde, yatırımın gelecekte yaratacağı ekonomik faydalar bugünkü koşullara indirgenerek yatırımın reel kârlılığı ve ekonomik sürdürülebilirliği nesnel biçimde değerlendirilebilir. Pozitif bir NBD, yatırımın iskontolu nakit girişlerinin başlangıç maliyetlerini aştığını ve dolayısıyla yatırımın ekonomik olarak değer yarattığını gösterir. Bu durumda yatırımın uygulanabilir ve kârlı olduğu kabul edilmektedir. Buna karşılık, negatif NBD değeri, yatırımın ekonomik getirilerinin maliyetleri karşılayamadığını, yani değer kaybına yol açtığını ifade etmektedir. NBD'nin sifıra eşit olması ise, yatırımın beklenen getirilerinin maliyetleri tam olarak dengelediğini, dolayısıyla yatırımın ne kazanç ne de kayıp oluşturmadığını göstermektedir.

Bu bölümde, ilk olarak bataryanın doğrudan evaporatör görevini üstlendiği yenilikçi HPAC sistemine ait NBD analizi, bataryanın tüm kullanım ömrü boyunca ekonomik performansını analiz etmek için kullanılmıştır (Altiokka ve Arslan, 2023; Erikgenoğlu vd., 2025). Bu bağlamda, tasarlanılan her iki sistem içinde NBD, HPAC sisteminin ısıtma durumunda yıllık 150 günlük çalışması boyunca günde ortalama 2 saat çalışma süresine sahip olduğu varsayılmıştır. Yaygın sistemlerin ortalama ömrü 20 yıl olmasına rağmen, üreticinin bataryalar için garanti ettiği süreye bağlı olarak 8 yıl olduğu varsayılmıştır. Bir sistemin NBD'i şu şekilde verilmiştir (Altiokka ve Arslan, 2024).

$$NBD = \sum_{t=0}^n \frac{B_t}{(1+r)^t} - I_0 \quad (D.85)$$

burada I_0 ilk yatırım maliyetini, n amortisman süresini, B_t t yılındaki nakit akışını ve r iskonto oranını ifade eder. Sistemden herhangi bir kazanç sağlanmadığından, B_t Geleneksel sisteme göre elektrik tasarrufu dikkate alınarak belirlenir.

$$B_t = C_e - C_{mr} \quad (D.86)$$

burada C_e elektrik tasarrufu maliyetini, C_{mr} ise bakım ve onarım maliyetlerini gösterir. Yeni konsept (YS) ve Geleneksel sistem (GS) için bakım ve onarım maliyeti eşit olduğundan, B_t şu şekilde yeniden yazılabilir:

$$B_t = C_e \quad (D.87)$$

Yıllık 300 çalışma saati için toplam elektrik tasarrufu maliyeti aşağıdaki şekilde verilmiştir:

$$C_e = \dot{W}_e c_e 300 \quad (D.88)$$

burada, C_e birim elektrik fiyatıdır ve \dot{W}_e bir yılda tasarruf edilen elektriktir. Buharlaştırıcının kendisi bir Li-Ion batarya olduğundan, YS için ilk yatırım maliyeti kompresör (C_{Komp}), kondenser (C_{Kond}), separatör (C_{Sep}), mikser tankı (C_{mix}), ısı eşanjörü (C_{HE}), pompa (C_{Pompa}) ve ısıtıcıların ($C_{Isıtıcı}$) maliyetini içermektedir. YS ve GS'nin toplam yatırım maliyetleri şu şekilde verilir (Ma vd., 2022; Xia vd., 2023):

$$C_{YS} = C_{Komp} + C_{Kond} + C_{Sep} + C_{mix} + C_{Isıtıcı1} + C_{Isıtıcı2} \quad (D.89)$$

$$C_{GS} = C_{Komp} + C_{Kond} + C_{Sep} + C_{mix} + C_{Isıtıcı1} + C_{Isıtıcı2} + C_{HE} + C_{Pompa} \quad (D.90)$$

Sistemin ilk yatırım maliyeti, toplam yatırım maliyetinden kurtarma maliyetinin (C_{sc} , toplam yatırımın %10'u olarak kabul edilir) çıkarılmasıyla belirlenir. Dolayısıyla, ilk yatırım maliyeti şu şekilde bulunur:

$$I_{o,YS} = C_{YS} - C_{sc,YS} \quad (D.91)$$

$$I_{o,GS} = C_{GS} - C_{sc,GS} \quad (D.92)$$

NBD analizi Geleneksel sistemle karşılaştırmalı tasarruflara dayandığından, ilk yatırım şu şekilde yeniden yazılır:

$$I_o = I_{o,YS} - I_{o,GS} \quad (D.93)$$

NBD analizinde, kabin ısıtma koşulları her iki sistemde de eşit tutulduğundan, NBD analizi kompresör gücündeki değişim ile sistem bileşenlerindeki farklılıklara göre gerçekleştirilmiştir. Geleneksel sistemde, soğutucu akışkanı batarya soğutma devresinde dolaştırmak için ek bir pompa ve ısı eşanjörü mevcuttur. Yeni sistem bu bileşenleri içermez. Bu nedenle, NBD analizindeki ilk yatırım maliyeti farkı, yalnızca geleneksel sistemde mevcut olan ve yeni sistemde mevcut olmayan pompa ve ısı eşanjörünün maliyetlerinden kaynaklanmaktadır. Her iki sistemde de benzer elektrikli ısıtıcılar kullanıldığından, bu bileşenler NBD analizine dahil edilmemiştir. Tasarlanan ısıtma sisteminin maliyetini hesaplamak için kullanılan denklemler Tablo 3.15'te verilmiştir.

Tablo 3.15. Bileşen maliyetleri

Bileşen	Maliyet (\$)	Referans
Kondenser ($\text{€}/\text{m}^2$)	$C_{Cond} = 8000 \left(\frac{A_{cond}}{100} \right)^{0.6}$	(Ebrahimi-Moghadam vd., 2021)
Evap ($\text{€}/\text{m}^2$)	$C_{Evap} = 8000 \left(\frac{A_{Evap}}{100} \right)^{0.6}$	(Ebrahimi-Moghadam vd., 2021)
Comp ($\text{€}/\text{m}^2$)	$C_{Comp} = \frac{71,1\dot{m}}{0,91-\eta_{Comp}} \left(\frac{P_o}{P_i} \right) \ln \frac{P_o}{P_i}$	(Hai vd., 2023)
ExV	$C_{EV} = 114\dot{m}$	(Yue vd., 2016)
Ayırıcı (\$)	$C_{sep} = 60$	(Ayırıcı Maaliyet, 2024)
Mikser (\$)	$C_{sep} = 120$	(Mikser Maaliyet, 2024)
Pompa ($\text{\$/m}^2$)	$1026 \left(\frac{W_p}{300} \right)^{0,25}$	(Lecompte vd., 2013)
İşletme ve bakım maliyeti ($\text{\$/yıl}$)	$C_{mr} = 270$	(Bakım maaliyeti, 2024)
Birim elektrik maliyeti ($\text{\$/kWh}$)	$C_e = 0,59$	(Şarj ücreti, 2024)
Enflasyon oranı (%)	$i = 69,80\%$	(TCMB, 2024)
İndirim oranı (%)	$r = 43,25\%$	(TCMB, 2024)
Yaşam döngüsü süresi, n (yıl)	8	-

1€ = 1.08\$

Bataryanın doğrudan evaporator olarak kullanıldığı sistemde, karşılaştırmalı NBD analizi yapıldığından tasarruf edilen elektrik enerjisi ve tasarruf edilen buharlaştırıcı, pompa ve eşanjör maliyetleri, sistemi yatırım noktasından avantajlı hale getirmektedir.

Diğer ikinci tasarımda ise, TEG ve FDM destekli hibrit sistemde maliyet analizi, ek bileşenlerin yatırım maliyeti ve enerji geri kazanım potansiyeli dikkate alınarak benzer biçimde gerçekleştirilmiştir. Yeni HPAC için ilk yatırım maliyeti, kompresör (C_{Komp}), kondansatör (C_{Kond}), fan (C_{Fan}), Pompa (C_{pompa}), FDM (C_{FDM}), TEG (C_{TEG}) ve genleşme valfinin (C_{Exv}) maliyetini içerir. Yeni HPAC ve geleneksel sistemin (GS) toplam yatırım maliyetleri şu şekilde verilmiştir (Ma vd., 2022; Xia vd., 2023):

$$C_{YS} = C_{EV} + C_{Kond} + C_{Komp} + C_{Pompa} + C_{fan} + C_{Exv} + C_{Fdm} + C_{TEG1} + C_{TEG,2} \quad (D.94)$$

$$C_{GS} = C_{EV} + C_{Kond} + C_{Komp} + C_{Pompa} + C_{fan} + C_{Exv} \quad (D.95)$$

$$C_{YS} = C_{CS} + C_{PCM} + C_{TEG1} + C_{TEG,2} \quad (D.96)$$

$$C_{EÜ} = C_{TEG1} + C_{TEG2} \quad (D.97)$$

Sistemin ilk yatırım maliyeti, toplam yatırım maliyetinden geri kazanım (hurda) maliyetinin (toplam yatırımın %10'u olarak kabul edilen C_{sc}) çıkarılmasıyla belirlenir. Dolayısıyla, ilk yatırım maliyeti aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$C_{O,YS} = C_{NC} - C_{CS,YS} \quad (D.98)$$

$$C_{O,GS} = C_{GS} - C_{CS,GS} \quad (D.99)$$

NBD analizi konvansiyonel sistemle karşılaştırmalı tasarruflara dayandığından, ilk yatırım şu şekilde yeniden yazılır:

$$C_o = C_{O,YS} - C_{O,GS} \quad (D.100)$$

NBD analizi, iki sistem arasındaki bileşen ve operasyonel farklılıkları yansıtabilecek şekilde yapılandırılmıştır. YS yapısı, güç üretimi için TEG ve FDM içerirken, GS içermez; bu nedenle, ilk yatırım maliyeti farkı, YS'deki TEG ve FDM'den kaynaklanmaktadır. Ayrıca, tasarım parametrelerindeki farklılıklar nedeniyle, iki sistemdeki kompresör güçleri eşit değildir. YS'de, TEG'lerden üretilen elektrik, enerji maliyetlerini düşürür ve nakit akışını iyileştirir. Bu nedenle, NBD, kompresör gücü ve TEG'den üretilen elektrik arasındaki farklar birlikte dikkate alınarak belirlenmiştir. Tasarlanan ısıtma sisteminin maliyetini hesaplamak için kullanılan denklemler Tablo 3.16'da verilmiştir.

Tablo 3.16. Ekipman maliyetleri

Bileşenler	Maliyet	Referans
Kondenser (€/m ²)	297A	(Taheripour vd., 2024)
Evaporatör (€/m ²)	190 + 310A	(Mastrullo vd., 2024)
Isı değiştirici (€/m ²)	297A	(Taheripour vd., 2024)
Genleşme valfi	$C_{exv}=114.\dot{m}$	(Hai vd., 2023)
Kompresör (\$/m ²)	$\frac{71,1.\dot{m}}{0,91 - \eta_{comp}} \left(\frac{P_o}{P_i}\right) \ln\left(\frac{P_o}{P_i}\right)$	(Yue vd., 2016)
Parafin mumu (€/kg)	8.95	(Paraffin Maliyet, 2025.)
TEG (€)	21.89	(TEGM,2025)

Pompa (\$/m ²)	$1026 \left(\frac{W_p}{300}\right)^{0,25}$	(Hai vd., 2024)
Fan (\$/m ²)	$1026 \left(\frac{W_f}{300}\right)^{0,25}$	(Hai vd., 2024)
İşletme ve bakım maliyetler	Kurulum maliyetinin %1.5'i	(Lecompte vd., 2013)
İndirim oranı (%)	$r=6\%$	(Goetzel ve Hasanuzzaman, 2022)
Amortisman dönem, n (yıl)	8	-

*1€=1,09\$ **1TL=0.054\$

Geri ödeme süresi, bir yatırımın başlangıç maliyetini bugünkü değerdeki kümülatif nakit akışları aracılığıyla karşılama süresinin ne kadar sürdüğünü göstermektedir. Bu çalışmada DPB, NBD bölümünde kullanılan aynı iskonto oranı r ve başlangıç maliyeti C_0 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$B_t^{(d)} = \frac{B_t}{(1+r)^t} \quad (D.101)$$

B_t , t yılındaki net nakit akışıdır, r iskonto oranıdır, t yıl endeksidir, B_t^d B_t 'nin bugünkü değeri (iskontolanmış değer) olarak ifade edilmiştir.

$$S_t = \sum_{i=1}^t B_i^{(d)} \quad (D.102)$$

S_t , yıl sonuna kadar oluşan tüm net nakit akışlarının bugünkü değerlerinin toplamıdır (kümülatif iskontolu toplam), B_i , i yıldaki net nakit akışıdır.

3.6. Çevresel Değerlendirme

Geleneksel bir ısıtma sistemi genellikle enerji ihtiyacını doğrudan elektrikli araç bataryasından karşılamaktadır. Batarya sisteminin atık ısısının kullanılması, gerekli kompresör gücünü azaltır. Bu bağlamda, bu azalmanın çevresel etkileri, üretim kaynağına bağlı olarak farklılık göstermektedir. Bu çalışma, atık ısı enerjisi kullanan sistemin alternatif bir ısıtma sistemiyle değiştirilmesi durumunda azalan karbon emisyonlarını hesaplamayı amaçlamaktadır. Tasarruf edilen gücün, kömür veya doğal gaz kullanan bir elektrik santrali veya LPG ve benzinden üretildiği varsayılmaktadır. Sistemin çalışması için gereken elektrik enerjisinin bir elektrik santralinden sağlanması durumunda, aşağıdaki denklem kullanılmaktadır (Yadav vd., 2023).

$$E_i = \frac{\text{Yıllık tasarruf edilen elektrik enerjisi}}{n_t} \quad (\text{D.103})$$

Kömür ve doğal gaz santrallerinin verimliliklerinin (η_i) sırasıyla %27 (Arslan vd., 2022) ve %36 (Barbera vd., 2022) olduğu kabul edilmiştir. Buna göre, Soma linyit kömürünün net kalorifik değeri (NKD) 5.57 kWh/kg olarak belirlenirken, doğal gaz santrallerinin net kalorifik değeri 9.59 kWh/m³ olarak belirlenmiştir. Benzin ve LPG için değerler sırasıyla 43 MJ/kg ve 52.2 MJ/kg olmuştur (Wang vd., 2019). Dolayısıyla, azaltılmış emisyon miktarı şu şekilde verilmiştir (Ramphull ve Surroop, 2017):

$$M = \frac{E_i}{NKD} \cdot n \cdot x \quad (\text{D.104})$$

Burada n , Yeni HPAC sisteminin maksimum çalışma yılını, x ise birim yakıt tüketimi için atmosfere salınan CO₂, CO, NO_x ve SO₂ emisyon miktarlarını temsil etmektedir. Birim yakıt tüketimine ilişkin emisyon değerleri Tablo 3.17'de verilmiştir (Aosaf vd., 2022; Arslan vd., 2010; Arslan ve Erbas, 2021; Pandit vd., 2014; Sofwan ve Latif, 2021; Ucar ve Arslan, 2021).

Tablo 3.17. Emisyon değerleri.

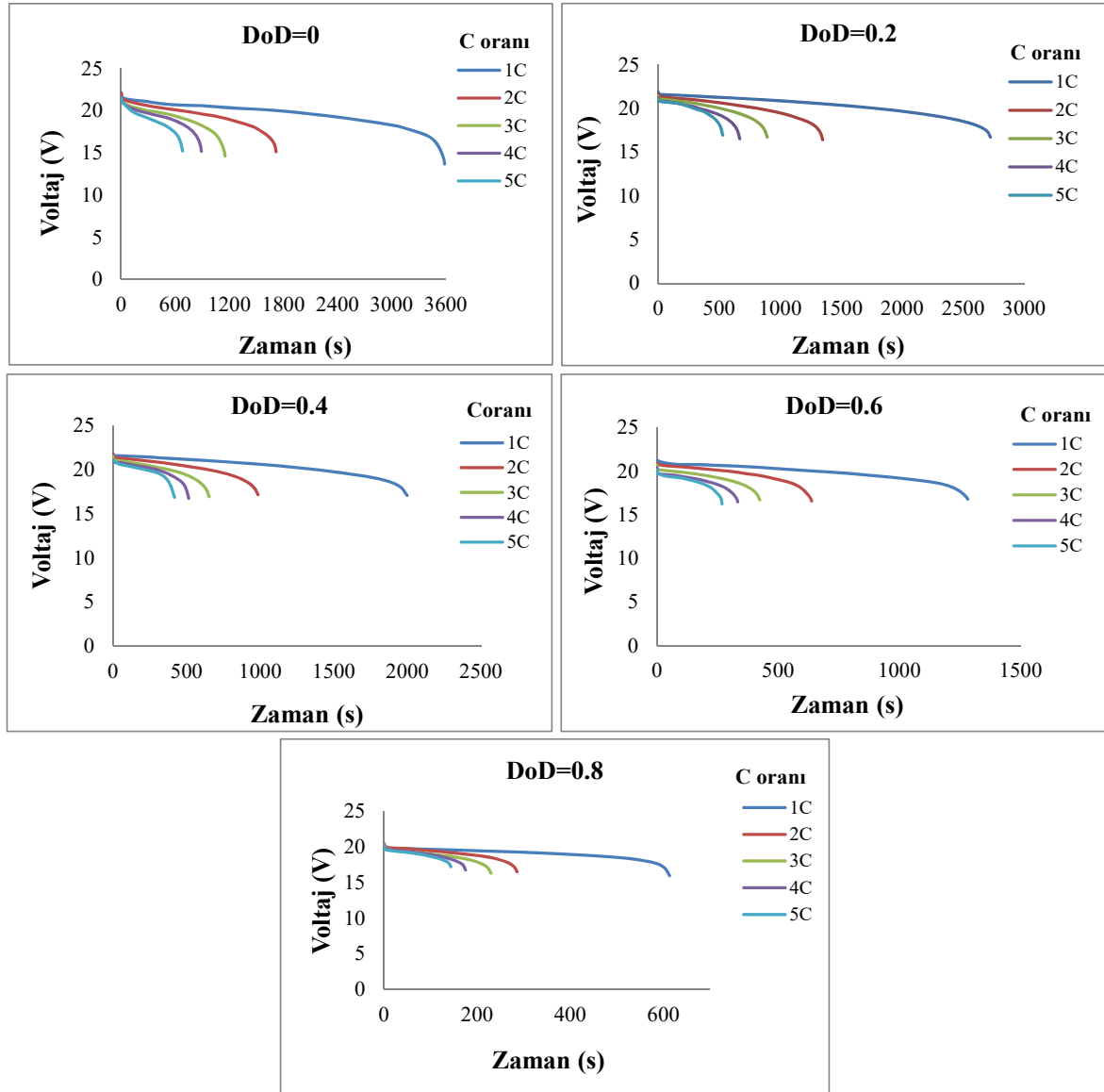
Yakıt	Emisyon			
	CO ₂	CO	NO _x	SO ₂
Linyit (g/kg _{Yakıt})	0.47848	0.01418	0.00782	0.00077
Doğalgaz (kmol/kmol _{Yakıt})	1.95023	0.00024	0.03384	-
Benzin (g/kg _{Yakıt})	0.459	0.00987	0.00304	-
LPG (g/kg _{Yakıt})	0.4016	0.00316	0.00238	-

Çalışmada verilen emisyon azaltımları, yalnızca önerilen sistemin anlık ısıtma performansına değil, aynı zamanda 8 yıllık hizmet ömrü boyunca toplam çevresel etkisine de dayanmaktadır. Hesaplamalar, yılda 150 çalışma günü ve günde ortalama 2 saatlik kullanım esas alınarak yapılmıştır. Bu şekilde, emisyon azaltımı, elektrikli araç şarj istasyonlarına sağlanan elektrik ihtiyacının linyit, doğalgaz, benzin ve LPG gibi farklı elektrik üretim kaynaklarından sağlanan elektrik tasarrufu dikkate alınarak değerlendirilmiştir.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

4.1. Batarya Isıl Karakteristikleri ve Performans Değerlendirmesi

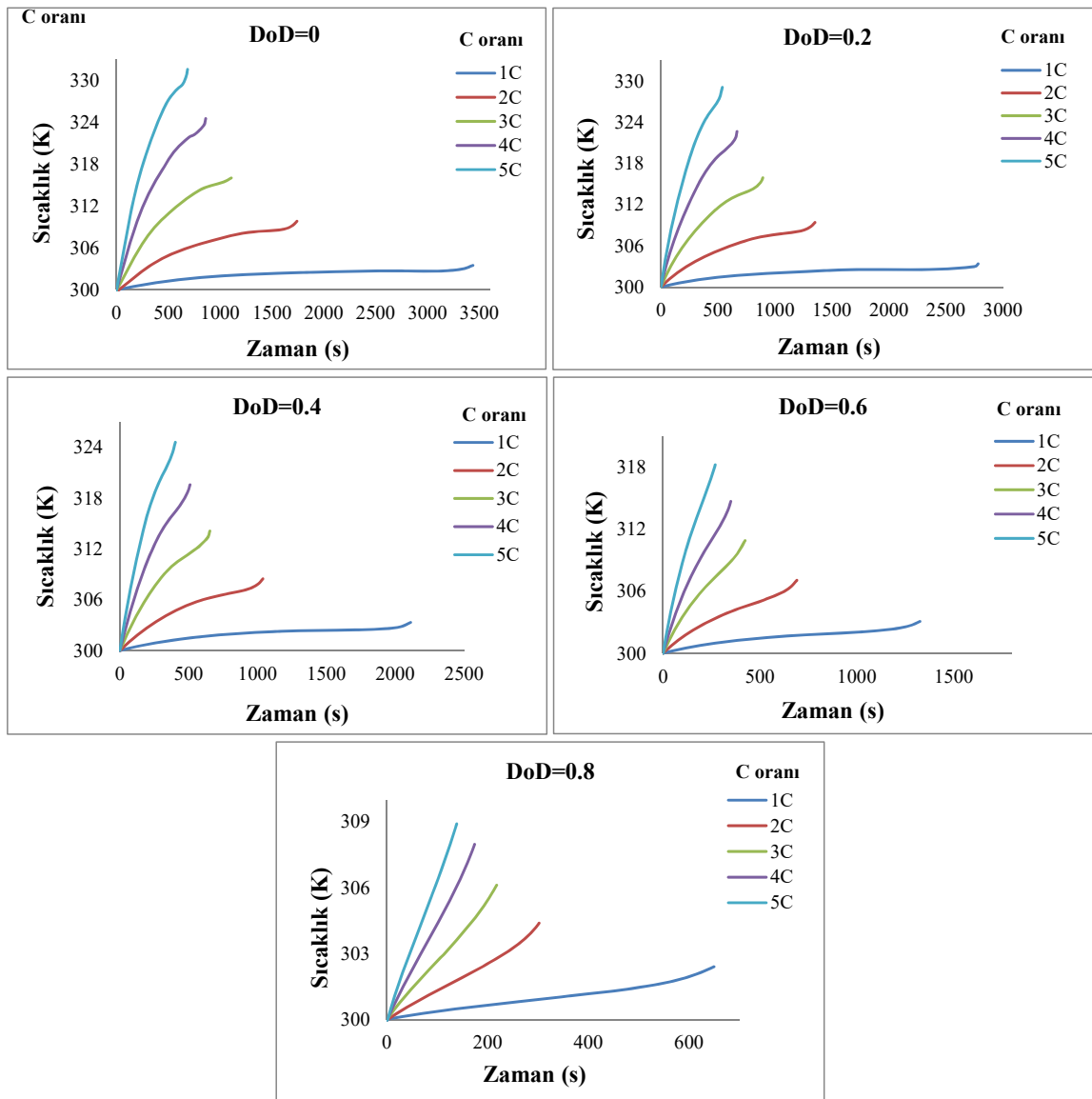
14.6 Ah nominal kapasite ve 25.2 V gerilime sahip bir LiMn_2O_4 batarya ünitesinden sayısal termal veriler elde etmek için farklı deşarj koşulları dikkate alınarak NTGK modeli uygulanmıştır. CFD analizi, ANSYS batarya modülü kullanılarak 27 °C ortam sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Farklı DoD seviyelerindeki gerilim değişimi sonuçları Şekil 4.1'de verilmiştir.



Şekil 4.1. Farklı DoD seviyeleri için voltaj değişimleri.

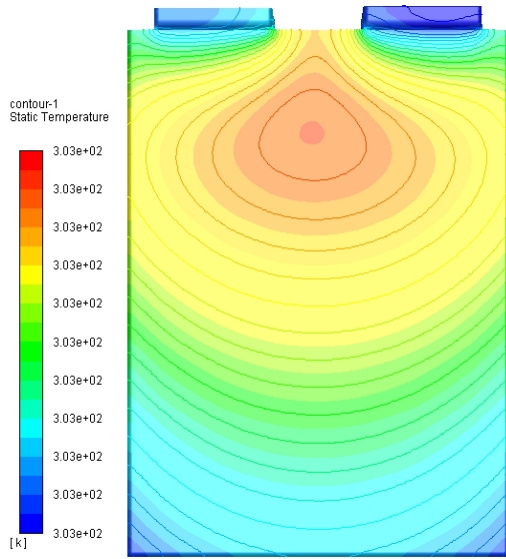
Şekil 4.1'e göre, farklı DoD değerlerinde batarya voltajının azalma eğilimlerinin benzer olduğu görülebilir. C oranı arttıkça, batarya voltajının azalma eğilimi de artar. Batarya

hücrenin maksimum çalışma sürelerinin de farklı C oranlarında değiştiği görülmektedir. Deşarj süreleri, bataryaya uygulanan akımın büyüklüğüne göre değişmektedir. En uzun deşarj süresi 1C'de, en kısa deşarj süresi ise 5C'dedir. DoD değeri ne kadar yüksek olursa batarya voltajı o kadar düşük olur. Ayrıca, daha yüksek C oranları batarya voltajında daha hızlı düşüşler anlamına gelmektedir. Deşarjın tamamlanmasına doğru, anot tarafındaki lityum iyonlarının tükenmesi nedeniyle batarya voltajı hızla düşer. Voltajdaki bu hızlı düşüş, kimyasal reaksiyonların neden olduğu geri döndürülemez ısıda artışa yol açmaktadır. Soğutma olmayan durumdaki farklı DoD seviyeleri için sıcaklık değişimi Şekil 4.2'de verilmiştir.

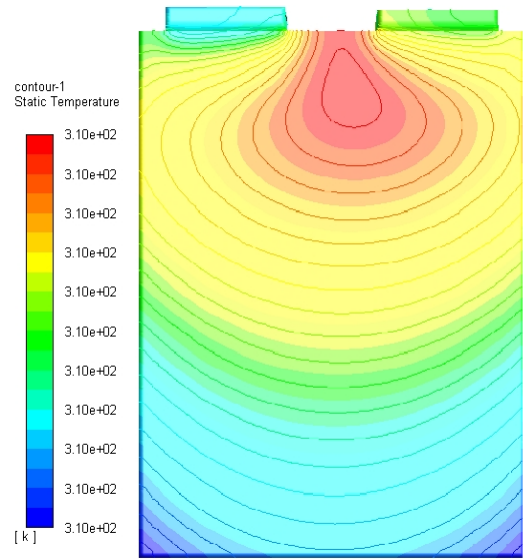


Şekil 4.2. Soğutma olmayan durum için sıcaklık değişimleri.

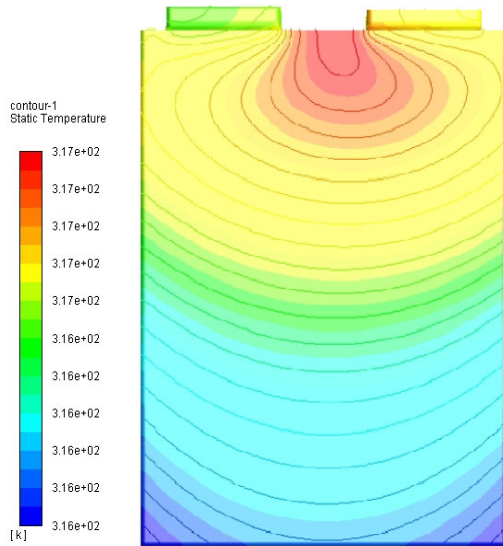
Şekil 4.2'ye göre, farklı DoD seviyeleri için maksimum sıcaklıklar değerlendirilmiştir. Tam şarjlı bir batarya için (DoD=0), 1C, 2C, 3C, 4C ve 5C deşarj hızlarındaki maksimum sıcaklıklar sırasıyla 303.51 K, 309.83 K, 316.88 K, 324.53 K ve 332.57 K olarak belirlenmiştir. (DoD=0.2) için 1C, 2C, 3C, 4C ve 5C deşarj hızlarındaki maksimum sıcaklıklar 303.46 K, 309.36 K, 315.88 K, 322.34 K ve 328 K olarak belirlenmiştir. (DoD=0.4) için 1C, 2C, 3C, 4C ve 5C deşarj hızlarındaki maksimum sıcaklıklar 303.37 K, 308.55 K, 314.05 K, 319.43 K ve 324.67 K olarak belirlenmiştir. (DoD=0.6) için 1C, 2C, 3C, 4C ve 5C deşarj hızlarındaki maksimum sıcaklıklar 303.10 K, 307.02 K, 310.95 K, 314.95 K olarak belirlenmiştir. 314.69 K ve 318.38 K. (DoD=0,8) için 1C, 2C, 3C, 4C ve 5C deşarj hızlarında maksimum sıcaklıklar sırasıyla 302.34 K, 304.36 K, 306.13 K, 307.61 K ve 308.84 K olarak belirlenmiştir. Uygulanan deşarj hızının değişimi bataryanın ısıl davranışı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Deşarj hızı arttıkça batarya yüzeyinde oluşan maksimum sıcaklıkların da arttığı görülmektedir. Batarya tam şarjlı durumdayken 5C deşarj hızında en yüksek sıcaklık 332.57 K olarak kaydedilmiştir. Deşarj hızının artmasıyla birlikte bataryanın deşarj süresi kısalmakta, buna karşılık maksimum sıcaklıkların DoD artışıyla azaldığı gözlenmektedir. DoD seviyelerindeki artışa bağlı olarak sıcaklıklardaki bu azalma, deşarj işlemi sırasında pozitif ve negatif kutuplar arasında taşınan iyon miktarının düşmesinden kaynaklanmaktadır. İyon sayısındaki azalmanın, iki kutup arasında transfer edilen elektron miktarını da azaltması, sıcaklık artışının sınırlanmasına neden olmaktadır. Daha önce de belirtildiği gibi, batarya yüzeyindeki yüksek sıcaklıklar Lityum iyon hücre üzerinde zararlı etkilere neden olabilir ve batarya modülünün arızalanmasına yol açabilir. Şekil 4.3'te, DoD=0'da 1C-5C deşarj süreleri için Li-ion bataryanın çeşitli noktalarındaki sıcaklık değişimlerini göstermektedir.



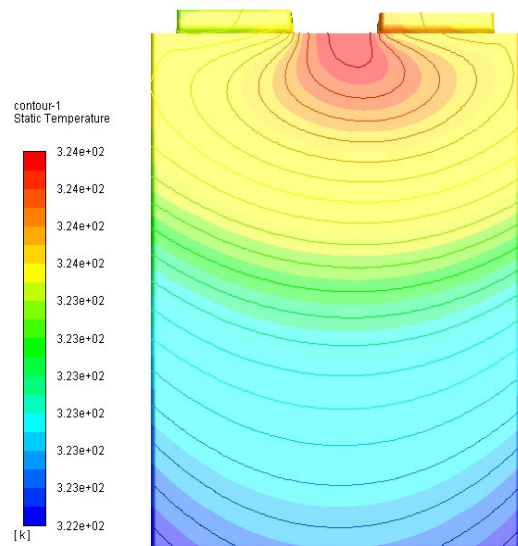
a



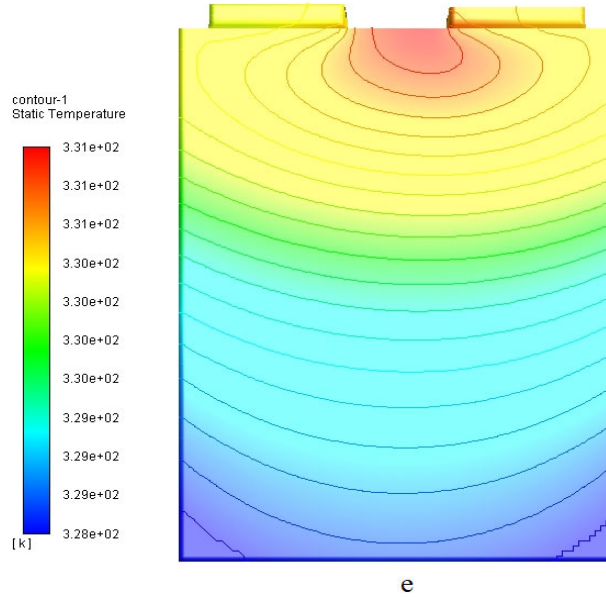
b



c



d

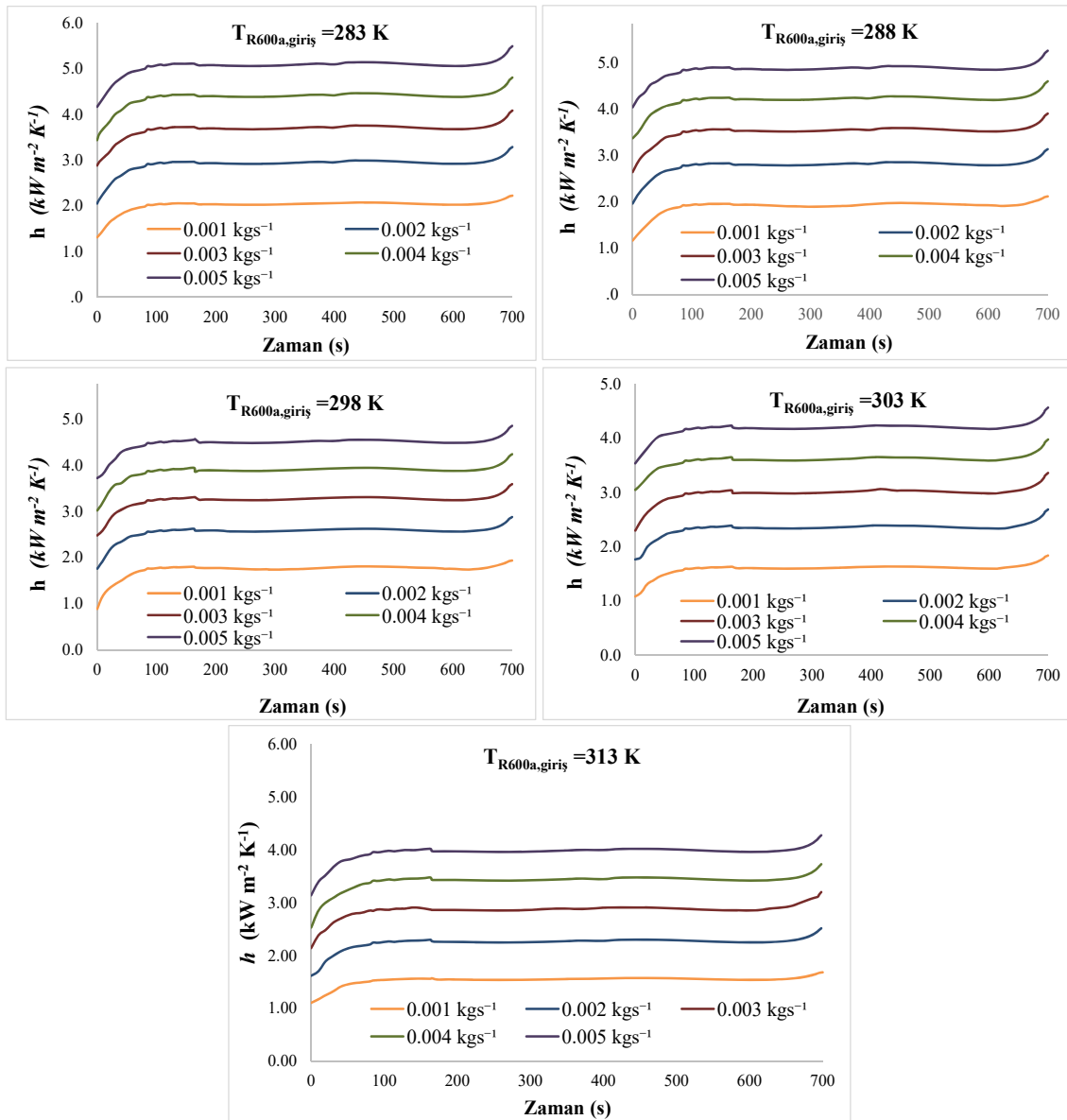


Şekil 4.3. Soğutma uygulanmayan batarya modülü için batarya yüzeyinin sıcaklıklarının farklı C-oranlarındaki değişimleri; a) 1C, b) 2C, c) 3C, d) 4C, e) 5C.

Şekil 4.3a'ya göre, 1C deşarj hızı için maksimum ve minimum batarya sıcaklıkları 303.2546 K ile 303.4601 K arasında gözlemlenmiştir. Maksimum sıcaklık farkı 0.2055 K olarak kaydedilmiş olup, yaklaşık olarak homojen bir yüzey oluşmuştur. Şekil 4.1b'ye göre, 2C deşarj hızında maksimum ve minimum sıcaklıklar, 0.4927 K'lik bir sıcaklık farkıyla 309.5776 K ile 310.0703 K arasında elde edilmiştir. Şekil 4.1c'ye göre, 3C deşarj hızında maksimum ve minimum sıcaklıklar, 315.8276 K ile 316.9628 K arasında elde edilmiştir. Sıcaklık farkı 1.1352 K'dir. 4.1d'ye göre, 4C deşarj hızında maksimum ve minimum sıcaklıklar, 1.8957 K'lik bir sıcaklık farkıyla 322.322 K ile 324.218 K arasındadır. Şekil 4.3e'ye göre, 5C deşarj hızında maksimum ve minimum sıcaklıklar, 3.0852 K'lik bir sıcaklık farkıyla 331.5722 K ile 328.487 K arasındadır. Sıcaklık dağılımlarının 1C deşarj hızında, 1C deşarj hızına göre daha homojen olduğu görülmektedir. En uzun akış süresi 1C'lik bir deşarj hızı için elde edildiğinden, batarya yüzeyindeki ısı iletim süresi yeterlidir. Deşarj hızının artmasına bağlı olarak batarya yüzeyinde oluşan sıcaklıkların arttığı görülmüştür. Şekil 4.3a, b, c, d ve e incelendiğinde, hepsinde neredeyse homojen bir sıcaklık dağılımının gerçekleştiği görülmektedir. Deşarj parametrelerindeki değişimlerin termal dağılımları da değiştirdiği görülmektedir. Batarya sıcaklığının bataryanın kenar konumlarında minimum değerde, bataryanın üst orta kısımlarında ise maksimum sıcaklığın tepe değerinde olduğu görülmektedir. Elde edilen sonuçlar literatürle uyumlu olduğu görülmektedir (Ping vd., 2018). Şekil 4.3e'de en yüksek sıcaklık ve C oranı ile T_{max} elde edilmiştir. Aynı zamanda en kısa akış süresi en yüksek deşarj hızı olan 5C'de elde edilmiştir. C oranının artması, hücre içerisinde gerçekleşen elektrokimyasal reaksiyonları

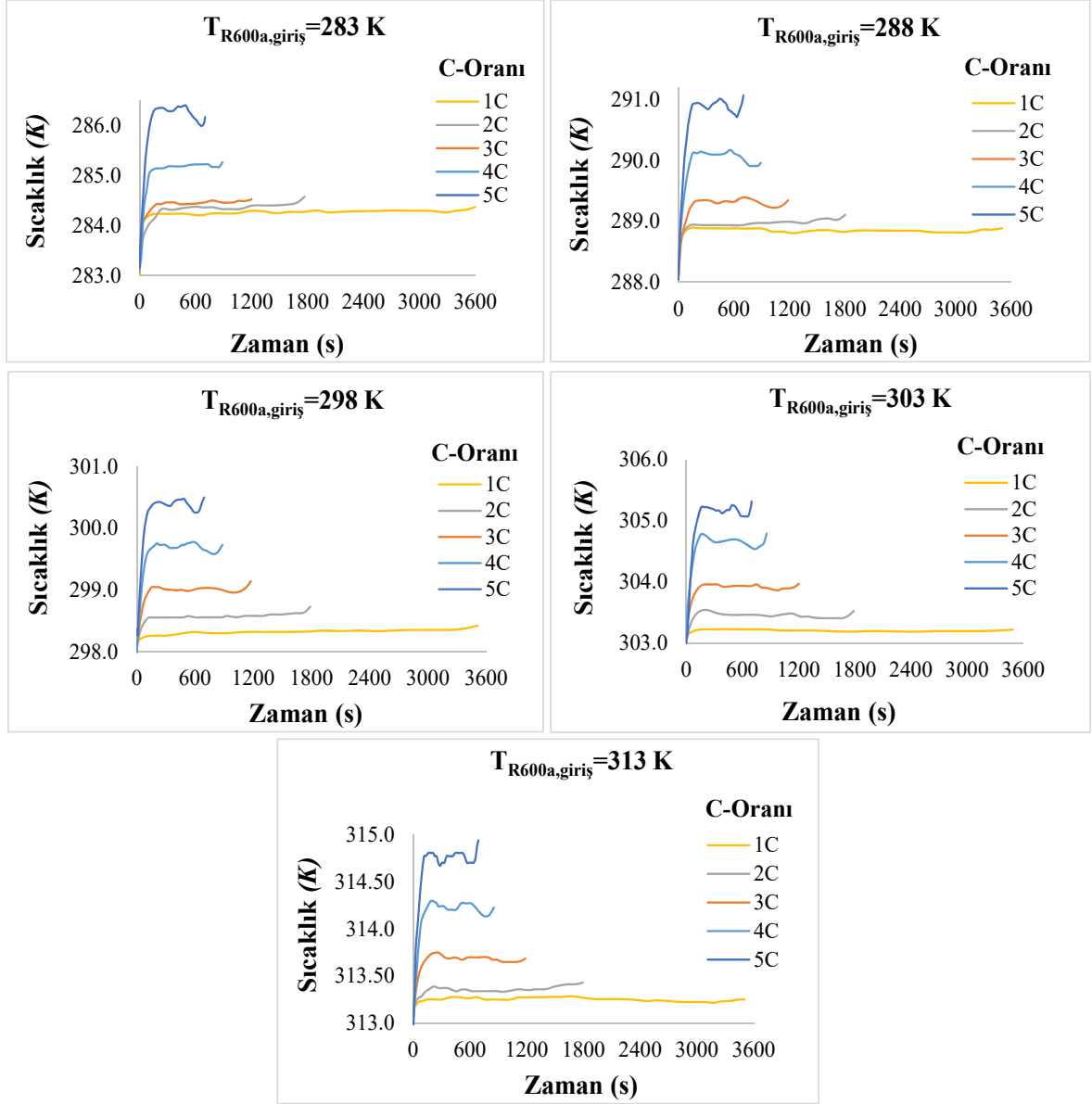
hızlandırarak sıcaklık artışlarına neden olacak ve uygulanan deşarj akımına paralel olarak deşarj süreleri kısılacağından, batarya yüzeyindeki sıcaklık dağılımlarının homojenliği azalacaktır.

Soğutulmuş batarya modülünde ise, soğutma ortamı olarak R600a kullanılmıştır. Bu durumda, faz değişim süreci daha yüksek ısı transfer katsayılarına bağlı olarak daha yüksek ısı transfer oranlarıyla sonuçlandığından, gaz ve sıvı fazları içeren çift faz değerlendirilmiştir. R600a'nın farklı giriş sıcaklıkları (283 K, 288 K, 298 K, 303 K ve 313 K) ve farklı kütleli debiler (0.001 kg/s, 0.002 kg/s, 0.003 kg/s, 0.004 kg/s, and 0.005 kg/s) incelenmiştir. 5C için ısı transfer katsayılarının değişimi Şekil 4.4'te verilmiştir.



Şekil 4.4. 5C'de farklı giriş sıcaklıklarında ısı transfer katsayılarının değişimi.

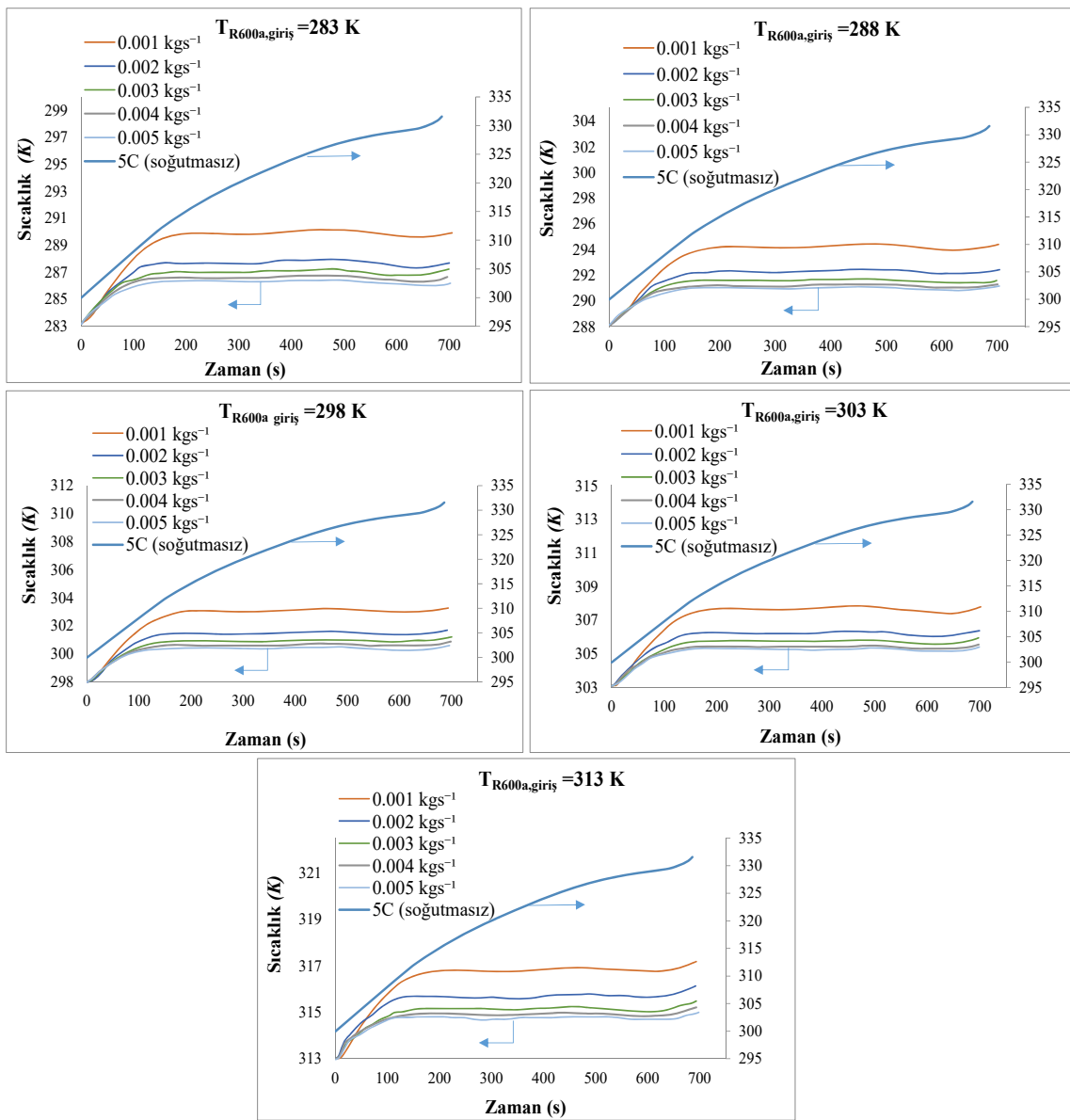
Şekil 4.4'e göre, farklı akışkan giriş sıcaklıklarına göre ısı transfer katsayılarının değişiminin benzer eğilimlere sahip olduğu görülebilir. 283 K akışkan giriş sıcaklığı ve 0.001 kg/s, 0.002 kg/s, 0.003 kg/s, 0.004 kg/s, ve 0.005 kg/s akışkan giriş kütleli debiler için minimum ve maksimum ısı transfer katsayıları sırasıyla (1.31-2.22, 2.05-3.28, 2.88-4.08, 3.44-4.80, 4.17-5.50) kW/m²K olarak kaydedilmiştir. 288 K için bu değerler (1.17-2.12, 1.97-3.14, 2.65-3.91, 3.30-4.61, 4.05-5.27) kW/m²K olarak kaydedildi. 298 K için bu değerler (1.18-1.93, 1.76-2.88, 2.48-3.58, 3.02-4.23, 3.72-4.85) kW/m²K olarak kaydedildi. 303 K için bu değerler (1.15-1.83, 1.76-2.68, 2.30-3.36, 3.05-3.98, 3.54-4.56) kW/m²K olarak kaydedildi. 313 K için bu değerler (1.10-1.68, 1.62-2.52, 2.14-3.20, 2.53-3.72, 3.14-4.27) kW/m²K olarak kaydedilmiştir. Isı transfer katsayısı, akışkan giriş debilerinin artması nedeniyle daha yüksektir. Akışkan giriş sıcaklıklarındaki değişim de ısı transfer katsayısını etkiler. En yüksek ısı transfer katsayısı, 0.005 kgs⁻¹ akış hızı ve 283 K akışkan giriş sıcaklığı için 5.496 kW/m²K olarak elde edilmiştir. En düşük ısı transfer katsayısı ise 0.001 kg/s akış hızı ve 313 K akışkan giriş sıcaklığı için 1.10 kW/m²K olarak elde edilmiştir. Şekil 4.5'te, 0.005 kg/s kütle akış hızında farklı akışkan giriş sıcaklıkları ve çıkış hızları için sıcaklık dağılımları verilmiştir.



Şekil 4.5. Soğutma uygulanmış batarya yüzey sıcaklığının değişimi ($m=0.005$ kg/s).

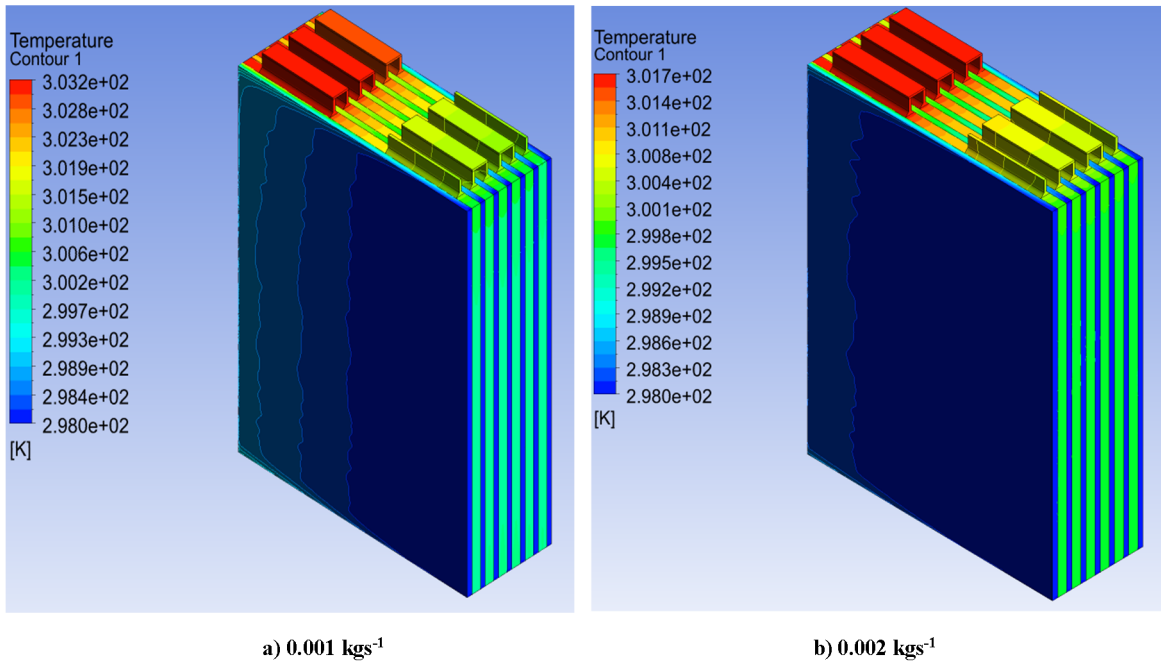
Şekil 4.5'e göre C oranındaki değişimin sıcaklık dağılımı üzerinde etkili olduğu görülmektedir. C oranı arttıkça bataryaya daha fazla akım verilmektedir. Deşarj işlemi sırasında bataryaya uygulanan deşarj akımı ne kadar yüksek olursa, batarya yüzeyindeki maksimum sıcaklık farkları o kadar yüksek olmaktadır. Bu nedenle bataryada oluşan ısı artmaktadır. Bu ısyı iletken malzemeler ve geleneksel hava soğutmalı sistemler ile etkili bir şekilde dağıtmak daha zor olabilmektedir. Bunun sonucunda bataryadaki sıcaklık artışı ve sıcaklık farkı daha belirgin hale gelmektedir. Soğutucu akışkan giriş sıcaklığı 25 °C'ye ayarlandığında, 1C, 2C, 3C, 4C ve 5C deşarj hızları için maksimum sıcaklık farkları sırasıyla 0.415 K, 0.731 K, 1.445 K, 1.731 K ve 2.597 K olarak kaydedilmiştir. Diğer durumlar için de benzer sonuçlar elde edilmiştir. Daha düşük soğutucu akışkan giriş sıcaklıkları, Bataryanın daha etkili soğutulmasını

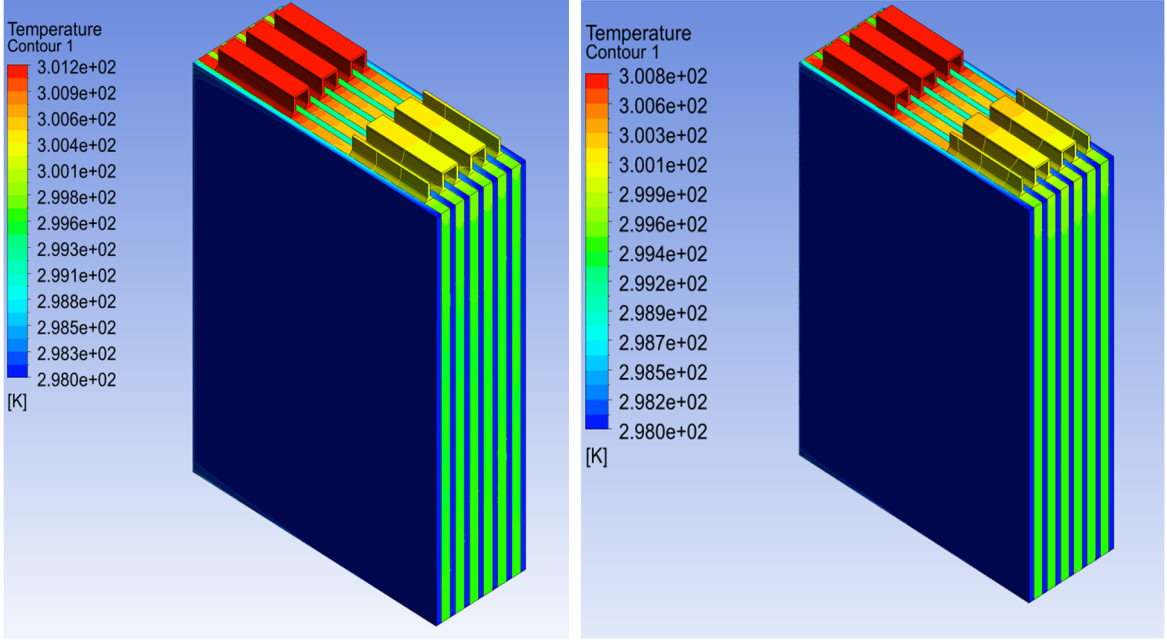
sağlamaktadır. Soğutucu akışkan giriş sıcaklığı arttıkça, batarya soğutma verimliliği düşer. Soğutucu akışkan giriş sıcaklığındaki değişim, batarya soğutma performansını etkileyebilir ve batarya çalışma sıcaklığını belirleyebilir. Ancak, lityum iyon bataryalardan en iyi performansı elde etmek için bataryaların belirli çalışma sıcaklığı aralıklarında çalışması gerekir. Bu nedenle, soğutucu akışkan giriş sıcaklığı belirli bir aralıkta kontrol edilmelidir. Bu durum, bataryanın istenen çalışma sıcaklığı aralığında kalmasını sağlamaktadır. Ayrıca, elde edilen ısı transfer katsayıları ile R600a'nın farklı kütleli debilerde çalıştırılarak bataryanın soğutulma işlemi için CFD analizleri gerçekleştirilmiştir. Li-ion batarya ünitesinin 5C'deki sıcaklık değişimi Şekil 4.6'da gösterilmektedir.



Şekil 4.6. 5C deşarj hızında R600a'nın farklı kütleli debileri için sıcaklık değişimi.

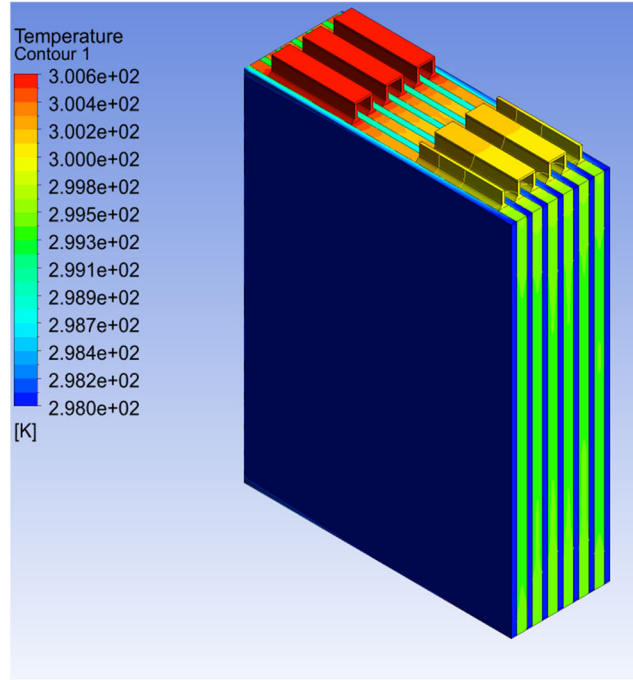
Şekil 4.6'da gösterildiği gibi, soğutmasız durumda maksimum pil sıcaklığı 331.57 K olarak belirlenmiştir. Soğutma uygulandığında, maksimum pil sıcaklığı, akışkan giriş sıcaklığı (283–313 K) ve R600a'nın giriş kütle akış hızı (0.001–0.005 kg/s) parametrelerine bağlı olarak önemli ölçüde azalmaktadır. Akışkan giriş sıcaklığı 283 K olduğunda, artan kütle akış hızıyla birlikte maksimum pil sıcaklığı yaklaşık 289.7 K ile 286.2 K arasında değişirken, karşılık gelen maksimum sıcaklık farkı 3.67 K–1.96 K aralığında elde edilmiştir. Akışkan giriş sıcaklığının 288 K, 298 K, 303 K ve 313 K'ye yükseltilmesi, sırasıyla yaklaşık 290.9–294.0 K, 300.6–303.2 K, 305.4–307.7 K ve 315.2–317.3 K aralığında maksimum pil sıcaklıklarına neden olmuştur. Aynı koşullar altında, maksimum sıcaklık farkları genellikle 2.1–4.5 K aralığında olmuştur. Sonuç olarak, kütle akış hızının artırılması pil sıcaklığını ve sıcaklık farklarını azaltırken, akışkan giriş sıcaklığının artırılması maksimum pil sıcaklık seviyesini artırmaktadır. Bu, soğutma performansının hem akışkan akış hızına hem de giriş sıcaklığına büyük ölçüde bağlı olduğunu göstermektedir. Li-ion bataryanın 1C-5C ve DoD=0 deşarj süreleri için soğutmalı durum için sıcaklık dağılımı Şekil 4.7'de verilmiştir.





c) 0.003 kgs⁻¹

d) 0.004 kgs⁻¹



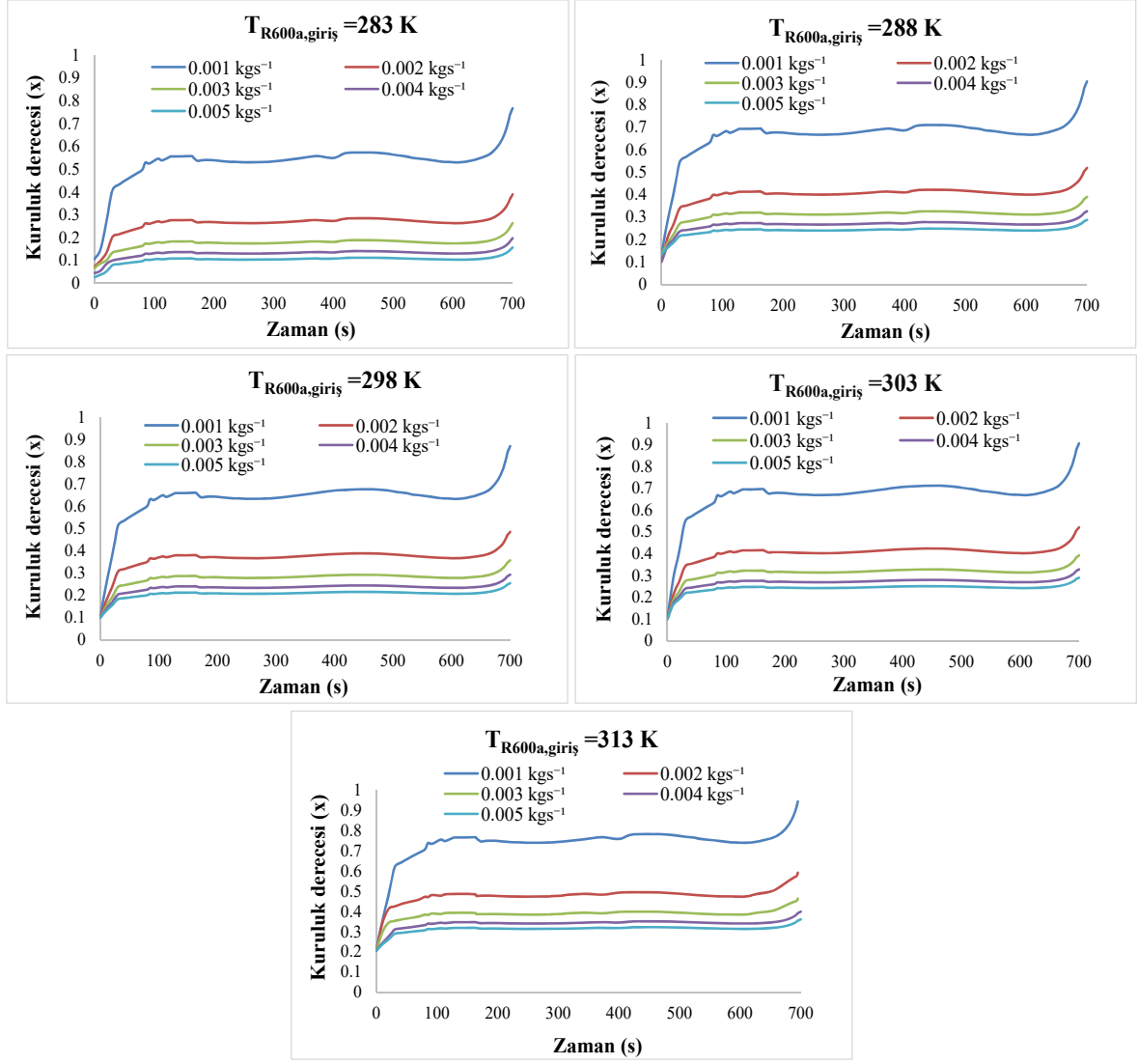
e) 0.005 kgs⁻¹

Şekil 4.7. Soğutulmuş batarya modülünün termal dağılımı.

Şekil 4.7'ye göre, batarya modülünün sıcaklık dağılımı akışkan giriş hızına göre incelendiğinde, sıvı giriş hızı arttıkça batarya sıcaklığının azaldığı görülmektedir. Aynı zamanda, maksimum sıcaklık farkı da azalmaktadır. Pozitif elektrotun daha düşük elektriksel iletkenliği nedeniyle pozitif tablardaki sıcaklık, negatif tablardakinden daha yüksektir. Batarya

modülü genel olarak incelendiğinde, 0.001 kg/s akışkan giriş hızında sıcaklık 303.1883 K ve 0.005 kg/s soğutucu akışkan giriş hızında 300.6254 K'dir. Batarya yüzeyindeki sıcaklık farkı 4.4174 K'den 2.1226 K'ye düşmüştür. Batarya yüzeyindeki sıcaklık dağılımları, akışkan giriş hızının artmasıyla daha homojen hale gelmektedir. Batarya yüzeyindeki maksimum sıcaklık farklarını azaltarak soğutmanın daha yüksek akışkan hızlarında daha etkili olduğu görülmüştür. Ayrıca, faz değişimi nedeniyle soğutucu akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları yaklaşık olarak aynı olduğundan, batarya yüzeyindeki sıcaklık dağılımları daha homojendir.

Sayısal olarak elde edilen veriler değerlendirildiğinde, batarya sıcaklığı, literatüre uygun olarak 5°C'den daha düşük sıcaklık sapmalarıyla uygun çalışma sıcaklığı aralıklarında tutulmuştur (Newman ve Tiedemann, 1993; Yetik ve Hikmet, 2020). Seçilen soğutucu akışkanın daha yüksek ısı transfer katsayıları sayesinde soğutma verimliliği etkili bir şekilde elde edilebilmiştir. Batarya için optimum çalışma sıcaklıkları 288 K, 298 K ve 303 K olarak belirlenmiştir. Bu, Li-ion batarya hücresinin ömrünü ve performansını uzatır. Bataryaların sıcaklık değişimleri, tüm soğutucu akışkan giriş sıcaklıklarında kabul edilebilir düzeydedir. Batarya ünitesi, her akışkan giriş hızı için istenen sıcaklık aralığında tutulmuştur. Ancak, akışkan giriş sıcaklığının 288 K'nin altında ve 313 K'nin üzerinde olduğu durumlarda, batarya modülü istenen sıcaklık aralıklarında tutulmamaktadır. Bu çalışma sıcaklıkları, batarya modülünün uzun vadeli çalışma performansını tehlikeye atabilir. Çift fazlı soğutmanın diğer önemli parametresi buhar kalitesidir (x), çünkü R600a yardımcı bir sistemde kullanılmak üzere tasarlanmıştır. 5C için buhar kalitesinin değişimi Şekil 4.8'de verilmiştir.



Şekil 4.8. 5C'de farklı giriş sıcaklıklarında buhar kalitesinin (x) değişimi.

Şekil 4.8'e göre en yüksek buhar kalitesi 0,001 kg/s kütle akış hızında ve 313 K soğutucu akışkan giriş sıcaklığında 0.97 olarak elde edilmiştir. En düşük buhar kalitesi (veya kuruluk derecesi) 0.005 kg/s kütleli debide ve 283 K soğutucu akışkan giriş sıcaklığında 0.15 olarak elde edilmiştir. Akışkan giriş sıcaklığı 283 K olduğunda maksimum kuruluk dereceleri sırasıyla 0.001 kg/s, 0.002 kg/s, 0.003 kg/s, 0.004 kg/s ve 0.005 kg/s R600a giriş kütleli debileri için 0.15, 0.19, 0.26, 0.38, ve 0.76 olarak kaydedilmiştir. 288 K için bu değerler 0.28, 0.32, 0.39, 0.51 ve 0.90 olarak kaydedilmiştir. 298 K için bu değerler 0,25, 0,29, 0,35, 0,48 ve 0,87 olarak kaydedilmiştir. 303 K için bu değerler 0.28, 0.32, 0.39, 0.52 ve 0.90 olarak kaydedilmiştir. 313 K için bu değerler 0.36, 0.39, 0.46, 0.59 ve 0.97 olarak kaydedilmiştir.

134.5536 kWh'lik bir elektrikli araç için yaklaşık 360 adet batarya modülüne ihtiyaç duyulmaktadır. Akışkan giriş sıcaklığı 283 K olduğunda, ikinci çevrimde kullanılan R600a soğutucu akışkan miktarı, giriş kütle debisinin 0.001-0.005 kg/s arasında değişirken 360 modül

için, yaklaşık olarak 0.276-0.284 kg/s arasında değişmiştir. Akışkan giriş sıcaklığının 288 K ve 303 K'ye yükselmesi durumunda, ikinci çevrimde kullanılan R600a miktarının kütle akış hızıyla yaklaşık olarak doğrusal olarak arttığını ve sırasıyla 0.325-0.517 kg/s ve 0.326-0.521 kg/s arasında değiştiğini ortaya koymaktadır. 298 K giriş sıcaklığında R600a'nın kütle akış hızının 0.313-0.458 kg/s arasında değiştiği, en yüksek soğutucu akışkan giriş sıcaklığında 313 K'de ise bu değerlerin maksimum 0.341-0.656 kg/s arasında olduğu görülmüştür. Genel olarak, soğutucu akışkan giriş sıcaklığının artması, ikinci çevrimde ihtiyaç duyulan R600a soğutucu akışkan miktarını artırır; bu artış özellikle yüksek kütle akış hızlarında belirginleşir. Bu durum, ikinci çevrimin soğutma ihtiyacının giriş sıcaklığına büyük ölçüde bağlı olduğunu göstermektedir.

4.2. İkincil akışkanın direk soğutucu olarak kullanıldığı sistem sonuçları

132.4 kW'lık batarya sisteminin atık ısıyla çalışan yeni tasarlanmış HPAC sisteminin performansı, sabit durum çalışma koşullarında enerji ekserjisi analiz yöntemleri kullanılarak değerlendirilmiştir. Elektrikli aracın olası çalışma koşullarını değerlendirmek için bataryanın 0.2C, 0.3C, 0.5C, 1C, 3C ve 5C deşarj hızlarında analizler gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, bu çalışma koşulları için farklı ortam koşulları dikkate alınmıştır. Daha yüksek bir ısı transfer katsayısı elde edebilmek için, R1234yf, R152a, R134a ve R1234ze olmak üzere dört farklı çalışma akışkanı için iki fazlı akış koşulları dikkate alınmıştır. Bu bağlamda, bataryanın (evaporatör) farklı çıkış kuruluk dereceleri (x_1) ve giriş sıcaklıkları (T_7) için kullanılabilir akış hızları (\dot{m}_2) belirlenmiş, giriş kuruluk derecesi (x_7) ise 0.1 olarak ayarlanmıştır. Ayrıca, farklı ortam çalışma koşullarına bağlı olarak, karıştırıcıdaki giriş koşullarını elde etmek için kondenser giriş sıcaklıkları (T_4) belirlenmiştir. Bu bağlamda, kütle ve enerji korunumuna göre sistemi tanımlayan denklemler çözülmüştür. 1C için sonuçlar Tablo 4.1'de verilmiştir.

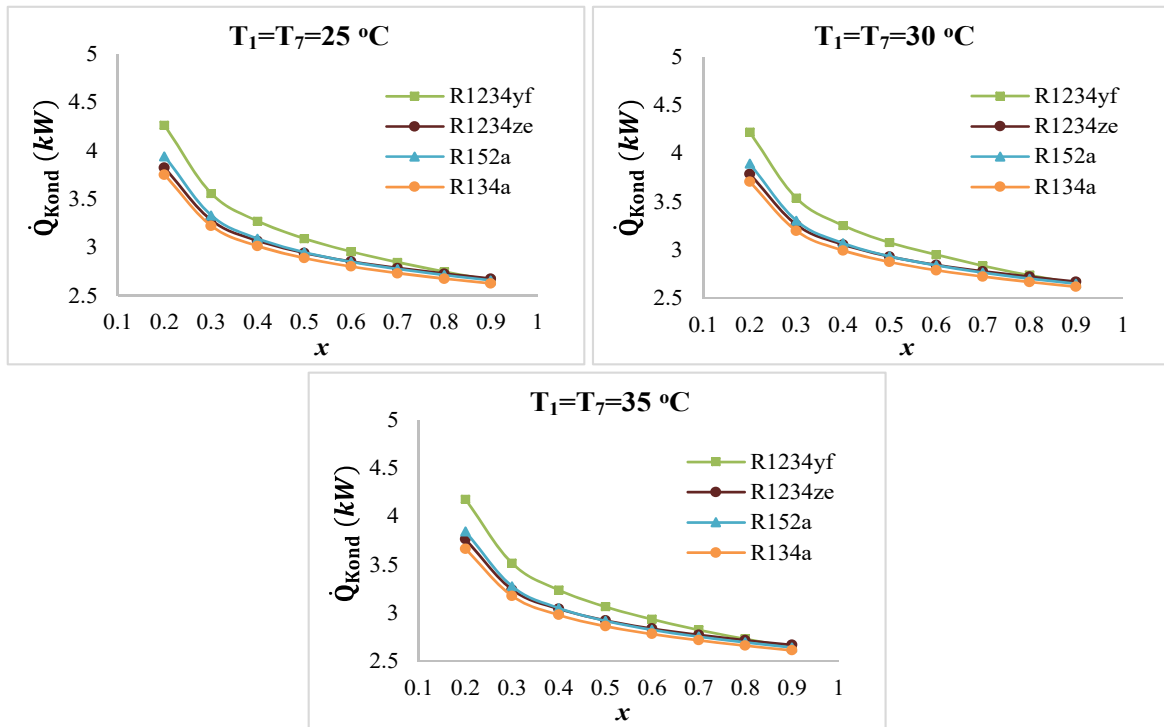
Tablo 4.1. 1C Deşarj oranı için soğutucu akış hızları (\dot{m}_2) ve kondenser giriş sıcaklıkları (T_4).

Soğutucu akışkan		x_1								
R1234yf		0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	
T ₁ = T ₇ (°C)	25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0190	0.0193	0.0197	0.0203	0.0212	0.0226	0.0254	0.0338
		T ₄ (°C)	40.01	44.63	49.61	55.15	61.33	68.90	78.95	94.86
	30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0196	0.0199	0.0203	0.0209	0.0218	0.0232	0.0261	0.0348
		T ₄ (°C)	44.23	48.67	53.38	59.23	64.54	71.77	81.42	96.62
	35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0202	0.0205	0.0210	0.0216	0.0225	0.0240	0.0270	0.0359
		T ₄ (°C)	45.57	52.70	56.91	62.11	67.74	74.62	83.84	98.35
R152a		0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	
T ₁ = T ₇ (°C)	25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.010	0.0105	0.0108	0.0110	0.0112	0.0118	0.0133	0.0177
		T ₄ (°C)	54.26	62.19	70.77	80.28	91.21	104.46	122.0	147.53
	30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0097	0.0099	0.010	0.0106	0.0113	0.0127	0.0170	0.0097
		T ₄ (°C)	57.85	65.41	73.63	83.03	93.14	105.90	122.55	148.0
	35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0088	0.0090	0.0092	0.0094	0.0098	0.0105	0.0118	0.0157
		T ₄ (°C)	61.40	68.70	76.37	84.87	95.0	107.10	123.06	148.49
R134a		0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	
T ₁ = T ₇ (°C)	25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0156	0.0158	0.0161	0.0168	0.0173	0.0184	0.0208	0.0277
		T ₄ (°C)	54.26	62.19	70.79	80.28	91.21	104.46	122.00	130.26
	30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0160	0.0162	0.0166	0.0171	0.0173	0.0178	0.0213	0.0284
		T ₄ (°C)	57.85	65.41	73.63	83.03	93.14	105.90	122.55	124.36
	35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0165	0.0167	0.0171	0.0176	0.0183	0.0195	0.0219	0.0293
		T ₄ (°C)	61.40	67.40	76.37	84.87	95.00	107.10	117.05	132.49
R1234ze		0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	
T ₁ = T ₇ (°C)	25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0381	0.0391	0.0399	0.0411	0.0428	0.0456	0.0514	0.0685
		T ₄ (°C)	43.06	48.69	54.7	61.288	68.756	77.751	89.605	108.07
	30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0381	0.0391	0.0399	0.0411	0.0428	0.0456	0.0514	0.0685
		T ₄ (°C)	47.25	52.57	58.39	64.71	71.89	80.73	91.90	109.73
	35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0381	0.0391	0.0399	0.0411	0.0428	0.0456	0.0514	0.0685
		T ₄ (°C)	51.56	56.61	62.17	68.15	75.04	83.37	94.13	111.41

Tablo 5.1'e göre, 1C için kütle akış hızları R1234yf, R152a, R134a ve R1234ze için sırasıyla 0.0190 kg/s ile 0.0359 kg/s, 0.0010 kg/s ile 0.0157 kg/s, 0.0156 kg/s ile 0.0293 kg/s ve 0.0381 kg/s ile 0.0685 kg/s arasında değişmektedir. R1234yf, R152a, R134a ve R1234ze

in kondenser giriş sıcaklıkları sırasıyla 40.01°C ile 98.35 °C, 54.26 °C ile 148.49 °C, 54.26 °C ile 132.49 °C ve 43.06 °C ile 111.41 °C arasında değişmektedir.

0.2C in ktle akış hızları R1234yf, R152a, R134a ve R1234ze in sırasıyla 0.0042 kg/s, 0.0021 kg/s, 0.0028 kg/s ve 0.0035 kg/s'ye ulaşmaktadır. 0.3C in ktle akış hızları R1234yf, R152a, R134a ve R1234ze in sırasıyla 0.0080 kg/s, 0.0039 kg/s, 0.0062 kg/s ve 0.0066 kg/s' ye ulaşmaktadır. 0.5C in ktle akış hızları R1234yf, R152a, R134a ve R1234ze in sırasıyla 0.0246 kg/s, 0.0177 kg/s, 0.0167 kg/s ve 0.0177 kg/s' ye ulaşmaktadır. 3C in ktle akış hızları ise R1234ze, R152a, R134a ve R1234ze in sırasıyla 0.0696 kg/s, 0.0357 kg/s, 0.056 kg/s ve 0.059 kg/ s' ye ulaşmaktadır. 5C in ktle akış hızları, R1234yf, R152a, R134a ve R1234ze in sırasıyla 0.0905 kg/s, 0.046 kg/s, 0.073 kg/s ve 0.078 kg/s'ye ulaşmaktadır. Sıcaklık değerleri, tasarım parametrelerine bağlı olduğundan sabit kalmaktadır. Ayrıntılı bilgi Ek A'da verilmiştir. Kondenserin 1C'deki ısı kapasitesi değişimleri Şekil 4.9'da verilmiştir.

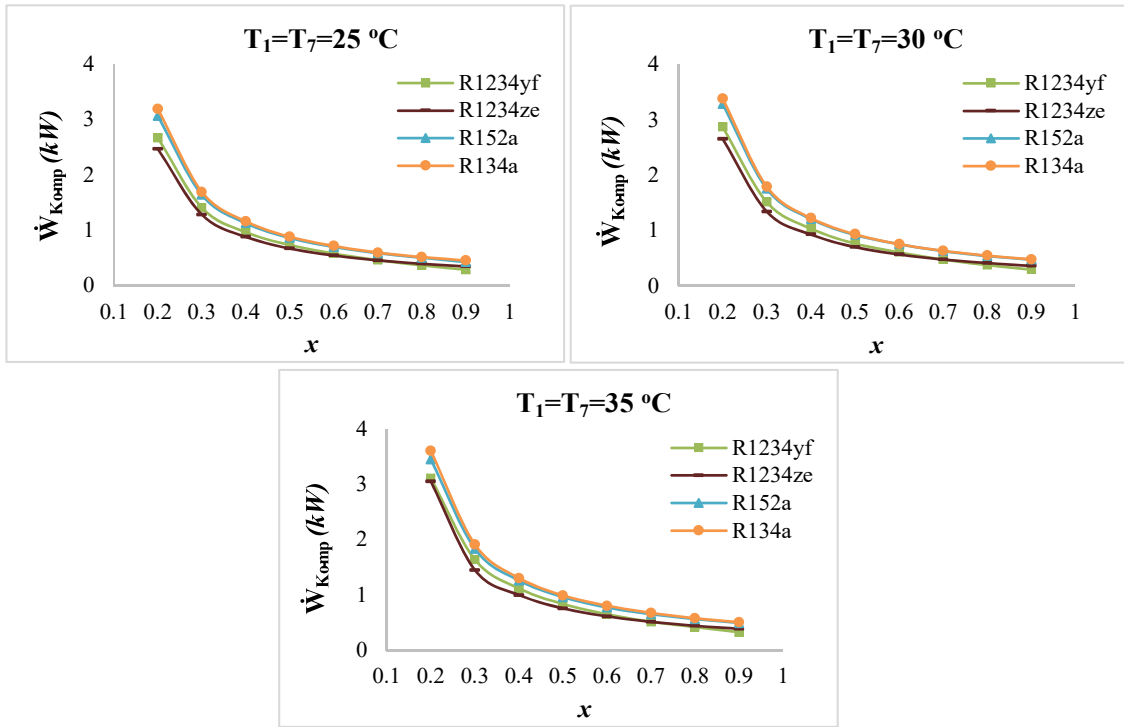


Şekil 4.9. 1C'de kondenslerden ağığa çıkan ısınn değişimi.

Şekil 4.9'a göre, 25 °C giriş sıcaklığında kondenser ısı kapasiteleri R1234yf in 2.66 kW ile 4.26 kW, R152a in 2.66 kW ile 3.94 kW, 134a in 2.63 kW ile 3.75 kW, 1234ze in 2.69 kW ile 3.82 kW arasında değişmektedir. 30 °C giriş sıcaklığında kondenser ısı kapasiteleri R1234yf in 2.65 kW ile 4.21 kW, R152a in 2.65 kW ile 3.89 kW, 134a in 2.62 kW ile 3.70 kW, 1234ze in 2.68 kW ile 3.78 kW arasında değişmektedir. 35 °C giriş sıcaklığında

kondenser ısı kapasiteleri R1234yf için 2.64 kW ile 4.17 kW, R152a için 2.64 kW ile 3.84 kW, 134a için 2.61 kW ile 3.66 kW, 1234ze için 2.67 kW ile 3.76 kW arasında değişmektedir. R1234yf tüm giriş sıcaklıklarında en yüksek kondenser ısı kapasitesini sağlarken, bunu R1234ze, R152a ve R134a takip etmektedir. Bu fark, akışkanların termodinamik özelliklerindeki ve çalışma basınçları ile sıcaklıklarındaki farklılıklardan kaynaklanmaktadır.

Diğer C oranlarında elde edilen sonuçlar Ek B'de verilmiştir. Maksimum kondenser ısı kapasiteleri R1234yf için 10.73 kW, R152a için 9.72 kW, R134a için 11.05 kW ve R1234ze için 9.96 kW olarak belirlenmiştir. Beklenenin aksine, kondenser kapasitesi kuruluk oranı (x) arttıkça azalmaktadır. Bunun temel nedeni, buharlaştırıcıdan (batarya) elde edilen kütle oranındaki azalmadır. Aynı sonuçlar, gerekli kompresör güç gereksinimleri için de gözlenmiştir. 1C'deki kompresör gücündeki değişimler Şekil 4.10'da verilmiştir.



Şekil 4.10. 1C'de kompresör gücünün değişimi.

Şekil 4.10'a göre, kuruluk derecesi (x) arttıkça gerekli kompresör gücü azalmaktadır. Bunun temel nedeni, kompresöre giden buharın kütle oranının azalmasıdır. 25 °C giriş sıcaklığında gerekli kompresör gücü, R1234yf için 0.288 kW ile 2.66 kW, R152a için 0.44 kW ile 3.05 kW, 134a için 0.45 kW ile 3.18 kW, 1234ze için 0.34 kW ile 2.46 kW arasında değişmektedir. 30 °C giriş sıcaklığında gerekli kompresör gücü, R1234yf için 0.29 kW ile 2.86 kW, R152a için 0.47 kW ile 3.28 kW, 134a için 0.47 kW ile 3.37 kW, 1234ze için 0.36 kW ile 2.50 kW arasında değiştiği görülmüştür. 35 °C giriş sıcaklığında ihtiyaç duyulan kompresör

gücü R1234yf için 0.32 kW ile 3.11 kW, R152a için 0.49 kW ile 3.45 kW, 134a için 0.50 kW ile 3.60 kW, 1234ze için 0.39 kW ile 3.05 kW arasında değişmektedir.

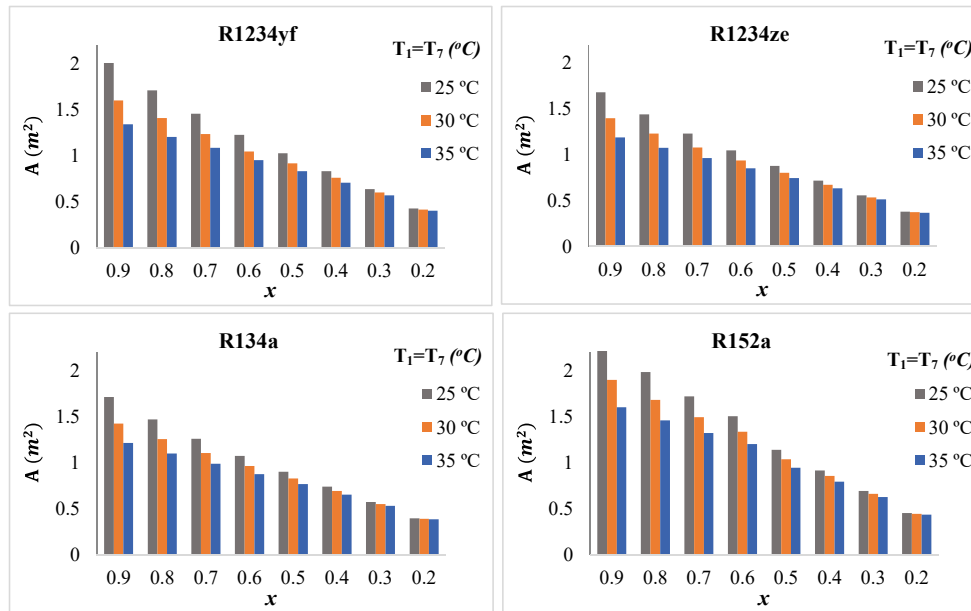
R134a ve R152a soğutucu akışkanları, tüm giriş sıcaklıklarında R1234yf ve R1234ze'den daha yüksek kompresör güç gereksinimlerine sahiptir. Bu, R134a ve R152a'nın daha yüksek basınç oranları nedeniyle gerçekleşmektedir. Buna karşılık, R1234ze, daha düşük basınç oranı ve uygun termofiziksel özellikleri nedeniyle en düşük kompresör güç gereksinimlerini göstermiştir. Diğer C oranlarında elde edilen sonuçlar Ek C'de verilmiştir. Gerekli maksimum kompresör güçleri R1234yf için 7.83 kW, R152a için 8.68 kW, R134a için 9.07 kW ve R1234ze için 6.06 kW olarak belirlenmiştir.

Araç kabininin ihtiyacı olan gerekli ısı miktarları farklı dış ortam sıcaklıklarına göre literatürden elde edilmiştir. -40 °C için 2.5 kW (Daly, 2011), -20 °C için 2.2 kW (Chen vd., 2021), -10 °C için 2.0 kW (Chen vd., 2021), 0 °C için 1.8 kW (Chen vd., 2021) ve 10 °C için 1.75 kW (Wang vd., 2018) olduğu dikkate alınarak farklı ortam sıcaklıkları için gerekli kabin hava akış oranları hesaplanmıştır. Bu bağlamda, kabinin gerekli kütle akış hızı (\dot{m}_{11}) hesaplanmıştır. Kabinin istenen sıcaklığına göre, kondenserden elde edilen havaya eklenmesi gereken taze havanın gerekli kütle akış hızı (\dot{m}_{13}) hesaplanmıştır. Kondenserin çıkış sıcaklığı ($T_9=T_{10}=T_{12}$), aracın klima sisteminin en yüksek değeri olan 26 ° C'ye ayarlanmıştır. Bu çalışmada bildirilen enerji tasarrufları, çeşitli batarya deşarj oranlarında (0.2C ile 5C) değerlendirilen kompresör gücündeki azalmaya bağlı olarak değişmektedir. Hesaplamalar doğrudan batarya deşarj oranına göre yapıldığından, doğal olarak aracın toplam enerji tüketimini yansıtır. Kompresör gücü her iki sistemde de aynı olduğundan, iyileştirmeler yalnızca COP ve ekserji verimliliğindeki artışlardan kaynaklanmaktadır. Dolayısıyla, iyileştirmeler her deşarj koşulunda sürüş menziline de orantılı olarak etkiler. 1C deşarj oranında hesaplanan kabin hava akış oranları Tablo 4.2'de verilmiştir.

Tablo 4.2. 1C'de araç kabini hava akış oranları.

R1234yf													
T ₈ (°C)	T ₁₁ (°C)												
	20	22	24	26	20	22	24	26	20	22	24	26	
-40	5.97	5.93	5.90	5.87	0.46	0.39	0.37	0.36	4.50	3.04	1.50	-	
-20	5.24	5.22	5.19	5.17	0.60	0.58	0.55	0.53	3.93	2.61	1.30	-	
-10	4.76	4.74	4.72	4.70	0.78	0.75	0.72	0.70	3.54	2.34	1.17	-	
0	4.29	4.27	4.25	4.23	1.11	1.05	1.02	0.89	3.14	2.01	1.03	-	
10	4.17	4.15	4.13	4.11	1.79	1.72	1.66	1.61	3.02	2.01	0,95	-	
R134a													
T ₈ (°C)	T ₁₁ (°C)												
	20	22	24	26	20	22	24	26	20	22	24	26	
-40	5.96	5.93	5.90	5.87	0.40	0.39	0.37	0.36	4.59	3.10	1.50	-	
-20	5.24	5.22	5.19	5.17	0.60	0.58	0.55	0.53	3.92	2.60	1.30	-	
-10	4.76	4.74	4.72	4.70	0.75	0.75	0.72	0.69	3.54	2.34	1.17	-	
0	4.29	4.27	4.25	4.23	1.10	1.05	1.01	0.98	3.14	2.05	1.04	-	
10	4.17	4.15	4.13	4.11	1.81	1.74	1.68	1.62	3.05	2.05	1.00	-	
R152a													
T ₈ (°C)	T ₁₁ (°C)												
	20	22	24	26	20	22	24	26	20	22	24	26	
-40	5.96	5.93	5.90	5.87	0.41	0.39	0.38	0.36	4.59	3.10	1.50	-	
-20	5.24	5.22	5.19	5.17	0.61	0.59	0.56	0.54	3.90	2.60	1.30	-	
-10	4.76	4.74	4.72	4.70	0.80	0.76	0.73	0.70	3.54	2.34	1.20	-	
0	4.29	4.27	4.25	4.23	1.12	1.07	1.03	0.98	3.14	2.05	1.04	-	
10	4.17	4.15	4.13	4.11	1.85	1.77	1.70	1.64	3.05	2.05	1.03	-	
R1234ze													
T ₈ (°C)	T ₁₁ (°C)												
	20	22	24	26	20	22	24	26	20	22	24	26	
-40	5.96	5.93	5.93	5.87	0.19	0.18	0.17	0.17	4.61	3.0	1.50	-	
-20	5.24	5.22	5.19	5.17	0.30	0.29	0.27	0.26	3.92	2.60	1.30	-	
-10	4.76	4.74	4.72	4.70	0.40	0.39	0.37	0.36	3.54	2.34	1.20	-	
0	4.29	4.27	4.25	4.23	0.58	0,56	0,54	0.52	3.14	2.05	1.04	-	
10	4.17	4.15	4.13	4.11	1.02	0.98	0.94	0.92	3.05	2.05	1.00	-	

Tablo 4.2'ye göre, kabin için gereken kütle debisi (\dot{m}_{11}), beklendiği gibi artan ortam sıcaklığı ($T_{8,13}$) ile azalmaktadır. Ancak, ilgili kütle debisi, beklentilerin aksine, kabin sıcaklığının (T_{11}) azalmasıyla artmaktadır. Bunun temel nedeni, istenen kabin sıcaklığını ayarlamak için karıştırılan taze havanın kütle debisinin (\dot{m}_{13}) artmasıdır. 1C deşarj oranında kabin için gereken hava kütle debisi (\dot{m}_{11}), R1234yf için $4.11 \cdot 10^{-3}$ ile $5.97 \cdot 10^{-3}$ kg/s, R134a için $4.11 \cdot 10^{-3}$ ile $5.96 \cdot 10^{-3}$ kg/s, R152a için $4.11 \cdot 10^{-3}$ ile $5.97 \cdot 10^{-3}$ kg/s, R1234ze için, $4.11 \cdot 10^{-3}$ ile $5.96 \cdot 10^{-3}$ arasında değişmektedir. 1C deşarj oranında gerekli taze hava kütle debileri (\dot{m}_{13}), R1234yf için $1.03 \cdot 10^{-5}$ ile $4.59 \cdot 10^{-5}$ kg/s, R134a için $1.00 \cdot 10^{-5}$ ile $4.59 \cdot 10^{-5}$ kg/s, R152a için $1.01 \cdot 10^{-5}$ ile $4.59 \cdot 10^{-5}$ kg/s, R1234ze için $1.00 \cdot 10^{-5}$ ile $4.61 \cdot 10^{-5}$ kg/s arasında değişmektedir. Farklı C oranlarındaki ilgili değerler Ek D'de verilmiştir. Kabin için gerekli taze hava kütle debileri (\dot{m}_{13}) ve hava kütle debileri (\dot{m}_{11}) değişmezken, atık hava oranları (\dot{m}_{12}), bataryanın atık ısısının (soğutma talebi) artışına bağlı olarak C oranlarına göre önemli ölçüde değişmektedir. Bu kütleli debi, 5C deşarj oranında ve ortam sıcaklığında (T_8 veya T_{13}) 0.459 kg/s'ye kadar ulaşmaktadır. Bu maksimum değerler, gerekli kondenser alanını da doğrudan belirlemektedir. Elde edilen maksimum gerekli kondenser alanlarına ait sonuçlar Şekil 4.11'de verilmiştir.

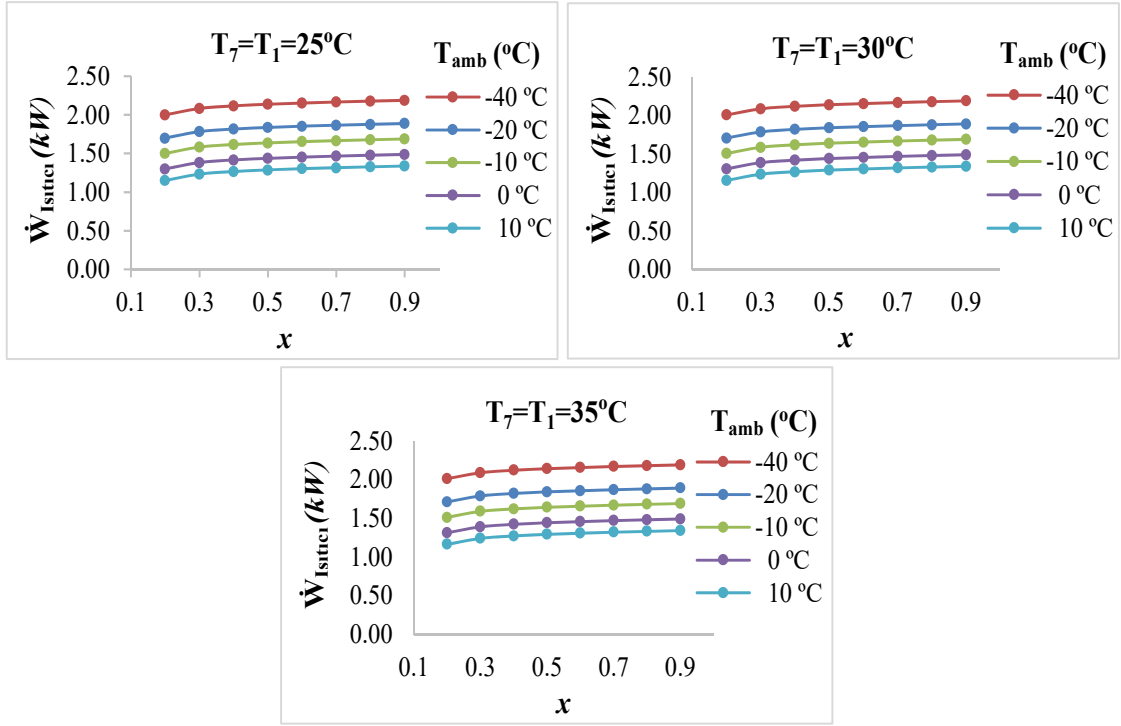


Şekil 4.11. 5C deşarj oranı ve $T_8=10$ °C için kondenserin gerekli ısı transfer yüzey alanı değişimleri.

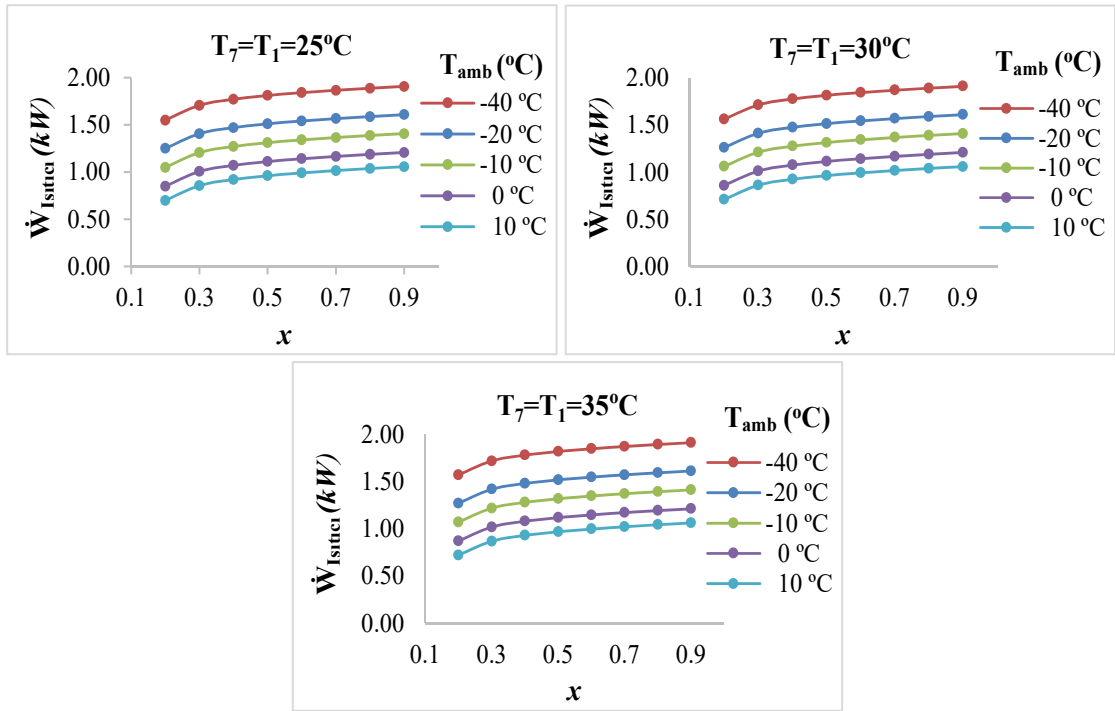
Şekil 4.11'e göre, soğutucu akışkanın kütle akış hızı azaldıkça, gerekli ısı transfer alanı, kuruluk derecesi(x) artışına bağlı olarak artmaktadır. Sonuç olarak, Re sayıları ve ısı transfer katsayısı düşerek ısı transfer alanını doğrudan etkilemektedir. 25 °C'de gerekli en

yüksek alanlar R1234yf için 0.42 ile 2.00 m², R152a için 0.45 ile 2.30 m², R134a için 0.39 ile 1.71 m² ve R1234ze için 0.38 ile 1.68 m² arasında değişmektedir. 30 °C'de gereken en yüksek alanlar R1234yf için 0.41 ile 1.59 m², R152a için 0.44 ile 1.89 m², R134a için 0.38 ile 1.42 m², R1234ze için 0.37 ile 1.39 m² arasında değişmektedir. 35 °C'de gereken en yüksek alanlar R1234yf için 0.40 ile 1.33 m², R152a için 0.43 ile 1.60 m², R134a için 0.38 ile 1.20 m², R1234ze için 0.36 ile 1.18 m² arasında değişmektedir. Elektrikli araçlara entegrasyonu sağlamak için bu değerler otomotiv endüstrisinde yaygın olarak kullanılan kompakt ısı değiştirici boyutlarıyla uyumludur ve sistemin EV boyutlarında kurulum için fiziksel olarak uygun olduğunu göstermektedir. Ayrıca, deşarj oranı arttıkça atık ısı miktarı da artar ve bu da daha küçük kondenser alanlarının yeterli olmasını sağlar. Bu da sistemin yüksek güçlü sürüş koşullarında bile kompakt alanlarda verimli bir şekilde çalışabileceğini göstermektedir. Gerekli yüzey alanlarının standart kompakt kondenser boyutlarıyla uyumluluğu, literatürdeki önceki çalışmalarla da desteklenmektedir. Yapılan araştırmalar, plakalı ve küçük çaplı borulu ısı eşanjörlerinin, R1234yf, R152a, R134a ve R1234ze gibi çeşitli düşük GWP'li soğutucu akışkanlar için 2m²'nin altındaki yüzey alanlarında dahi yoğuşma ısı transferini etkin bir şekilde gerçekleştirebildiğini ortaya koymuştur. Bu özellikleri, söz konusu eşanjörleri kompakt otomotiv HVAC uygulamaları için oldukça uygun hale getirmektedir (Diaw vd., 2021; Prabakaran vd., 2023).

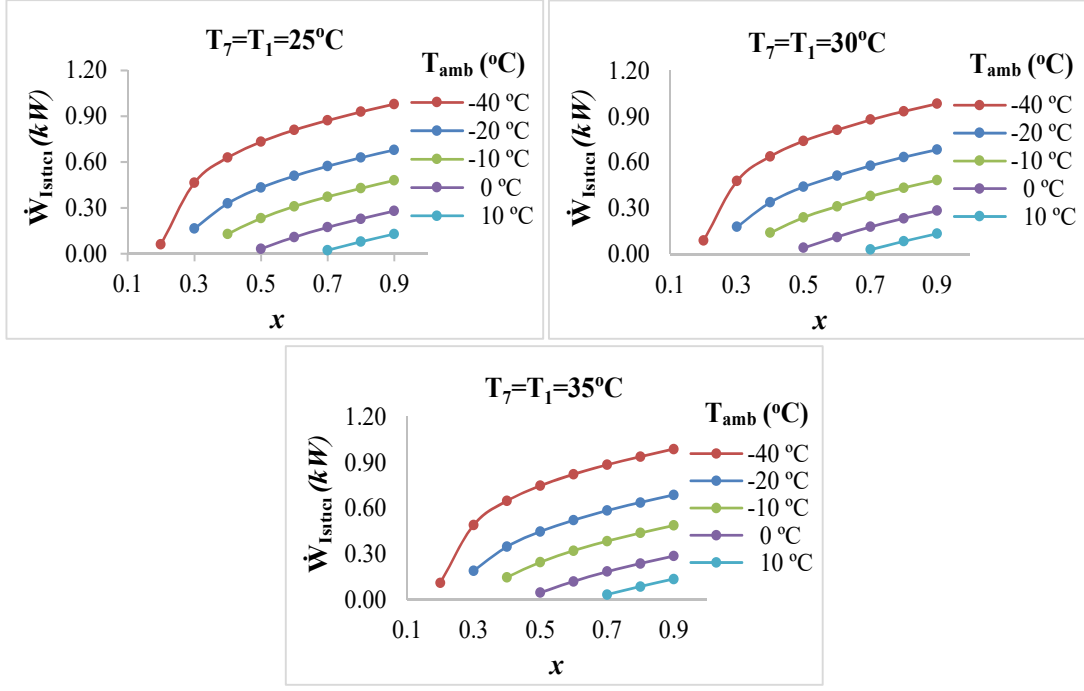
Kondenserden çıkan ısı, kabini ısıtmak için yeterli olmadığında, kabin ısıtma ihtiyacını karşılamak için yardımcı bir elektrikli ısıtıcı kullanılır. Atık ısı üretimi nispeten daha yüksek olduğundan, daha yüksek C değerlerinde yardımcı bir elektrikli ısıtıcıya ihtiyaç olmadığı belirlenmiştir. Elektrikli ısıtıcıya yalnızca 0.2C, 0.3C ve özellikle 0.5C'de ihtiyaç duyulmaktadır. R1234yf için ısıtıcının elektrik gücü ihtiyacı Şekil 4.12-4.14'de verilmiştir.



Şekil 4.12. R1234yf için 0.2C’de gerekli olan ısıtıcı güçleri.



Şekil 4.13. R1234yf için 0.3C’de gerekli olan ısıtıcı güçleri.

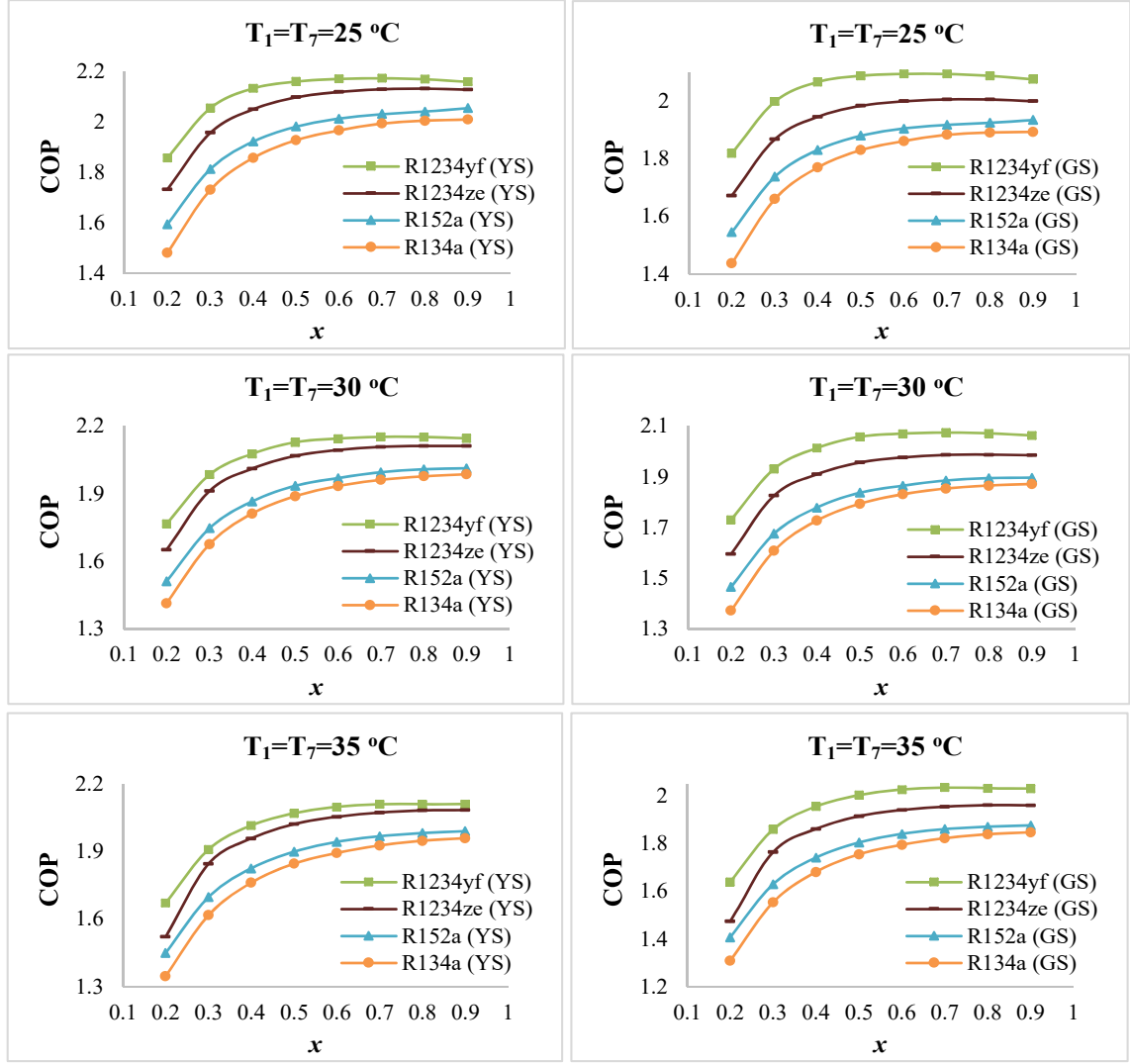


Şekil 4.14. R1234yf için 0.5C'de gerekli olan ısıtıcı güçleri.

Şekil 4.12-14'e göre, beklendiği gibi, ısıtıcıların güç talebi ortam sıcaklığının düşmesiyle artmaktadır. Kabinin ihtiyaç duyduğu ısı bataryada üretilse de, soğutucu akışkanın kütle akış hızının azalması nedeniyle kondenserden transfer edilen ısı azaldığından, kuruluk oranının artmasıyla güç talebi de artmaktadır. 0.2C'deki güç talepleri, -40°C için 2.04 kW ile 2.19 kW, -20°C için 1.70 kW ile 1.89 kW, -10°C için 1.50 kW ile 1.569 kW, 0°C için 1.30 kW ile 1.49 kW ve 10°C için 1.15 kW ile 1.34 kW arasında değişmektedir. 0.3C'deki güç talepleri, -40°C için 1.55 kW ile 1.91 kW, -20°C için 1.25 kW ile 1.61 kW, -10°C için 1.05 kW ile 1.44 kW, 0°C için 0.850 kW ile 1.21 kW ve 10°C için 0.70 kW ile 1.106 kW arasında değişerek belirlenmiştir. 0.5C'deki güç talepleri, -40°C için 0.06 kW ile 0.98 kW, -20°C için 0.16 kW ile 0.68 kW, -10°C için 0.12 kW ile 0.48 kW, 0°C için 0.03 kW ile 0.28 kW ve 10°C için 0.02 kW ile 0.13 kW arasında değiştiği görülmüştür.

Diğer soğutucu akışkanlar için de benzer eğilimler gözlemlenmiştir. Değişimler Ek E'de verilmiştir. 0.2C'deki maksimum güçler R152a için 2.192 kW, R134a için 2.204 kW ve R1234ze için 2.195 kW'a ulaşmaktadır. 0.3C'deki maksimum güçler R152a için 1.911 kW, R134a için 2.022 kW ve R1234ze için 2.009 kW'a ulaşmaktadır. 0.5C'deki maksimum güçler R152a için 0.988 kW, R134a için 1.005 kW ve R1234ze için 0.966 kW'a ulaşmaktadır.

Sistemlerin performansını karşılaştırmak amacıyla COP değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçlar YS'nin GS'den daha yüksek COP değerlerine sahip olduğunu göstermektedir. Şekil 4.15'te, 1C, 3C ve 5C'deki COP değerlerinin değişimini göstermektedir.



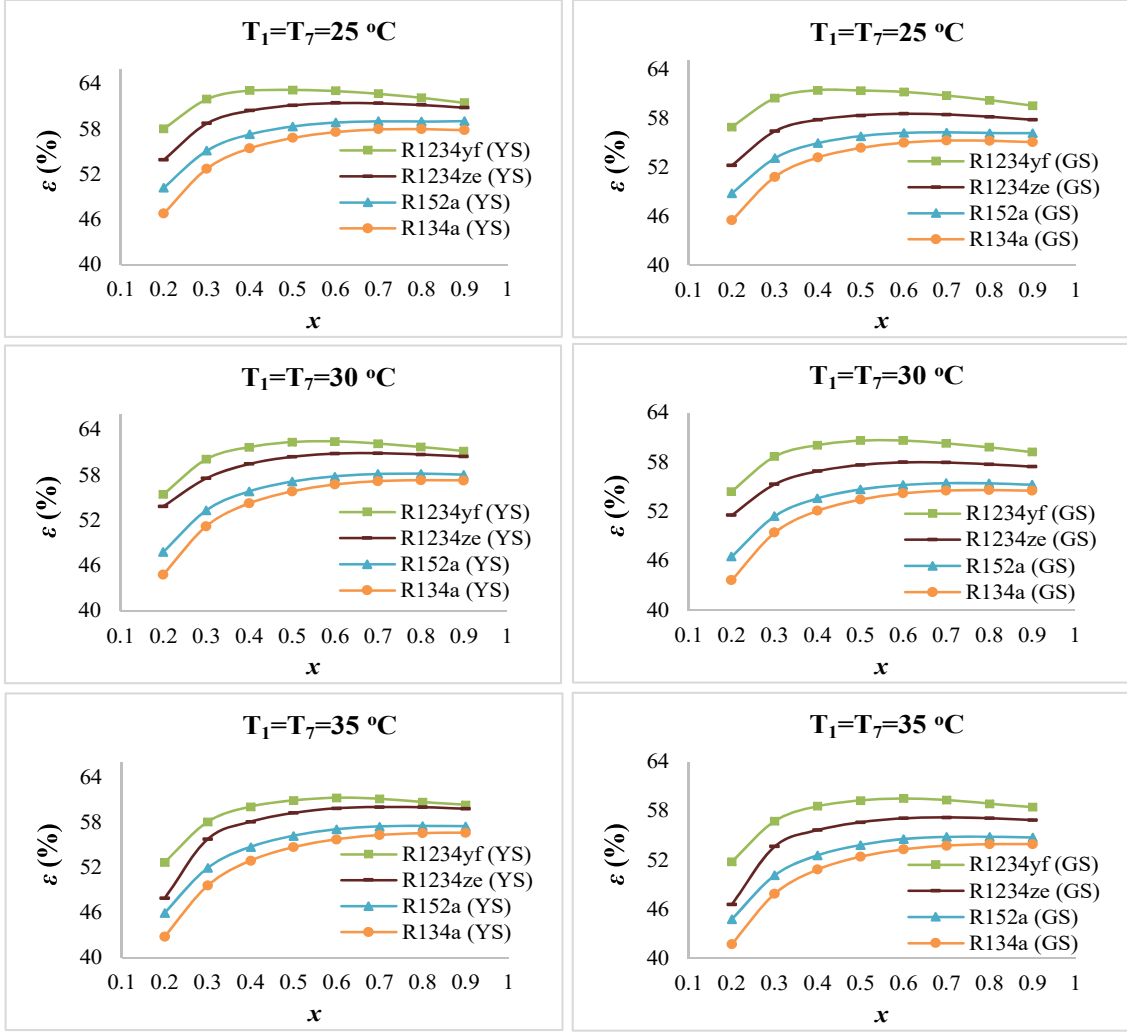
Şekil 4.15. 1C, 3C ve 5C'de COP değişimleri.

Şekil 4.15'e göre, tüm soğutucu akışkanlar için kuruluk oranı (x) arttıkça COP değerleri de artmaktadır, ancak bu artış eğilimi daha düşük kuruluk oranlarında daha belirgindir. Bunun nedeni, x arttıkça soğutucu akışkanın kütleli debisinin azalması ve buna bağlı olarak kompresör gücünün düşmesidir. R1234yf ve R1234ze tüm giriş sıcaklıklarında en yüksek COP değerlerini gösterirken, R134a en düşük COP değerine sahiptir. R152a, R1234ze ile benzer performans göstermektedir. Giriş sıcaklığının 25 °C'den 35 °C'ye yükselmesi, tüm soğutucu akışkanlar için COP'yi düşürmektedir. Bu düşüş, kütleli debi ve akışkanın termodinamik özelliklerindeki değişimlere bağlı olarak kompresör gücünün artmasından kaynaklanır. 25 °C'lik buharlaştırıcı giriş sıcaklığında (T₇) YS'nin COP değişimleri R1234yf için 1.85 ile 2.17, R152a için 1.59 ile 2.04, R134a için 1.48 ile 2.00, R1234ze için 1.78 ile 2.15 arasında değişmektedir. 30 °C buharlaştırıcı giriş sıcaklığında (T₇) YS'nin COP değişimleri R1234yf için 1.76 ile 2.15, R152a için 1.51 ile 2.01, R134a için 1.42 ile 1.98, R1234ze için 1.75 ile 2.13 arasında değişmektedir. 35 °C'lik buharlaştırıcı

giriş sıcaklığında (T_7) YS'nin COP değişimleri R1234yf için 1.67 ile 2.11, R152a için 1.44 ile 1.99, R134a için 1.34 ile 1.944, R1234ze için 1.57 ile 2.09 arasında değişmektedir.

GS'nin evaporatör giriş sıcaklığı (T_7) 25 °C'de COP değişimleri R1234yf için 1.77 ile 2.04, R152a için 1.54 ile 1.88, R134a için 1.42 ile 1.89, R1234ze için 1.67 ile 1.98 arasında değişmektedir. GS'nin evaporatör giriş sıcaklığı (T_7) 30 °C'de COP değişimleri R1234yf için 1.70 ile 2.02, R152a için 1.46 ile 1.89, R134a için 1.36 ile 1.87, R1234ze için 1.59 ile 1.98 arasında değişmektedir. 35 °C buharlaştırıcı giriş sıcaklığında (T_7) CS'nin COP değişimleri R1234yf için 1.61 ile 1.98, R152a için 1.41 ile 1.96, R134a için 1.30 ile 1.84, R1234ze için 1.47 ile 1.93 arasında değişmektedir. Isıtıcı güç talebi olmadığından COP değerleri 5C ve 3C'de aynı kalmaktadır.

0.2C, 0.3C ve 0.5C deşarj oranları için COP değişimleri Ek F'de verilmiştir. 0.2C'de YS'nin COP değerleri R1234yf için 0.34 ile 0.55, R152a için 0.33 ile 0.48, R134a için 0.26 ile 0.53, R1234ze için 0.27 ile 0.50 arasında değişmektedir. 0.3C'de YS'nin COP değerleri R1234yf için 0.69 ile 1.04, R152a için 0.68 ile 0.89, R134a için 0.55 ile 0.97, R1234ze için 0.57 ile 0.95 arasında değişmektedir. 0.5C'de YS'nin COP değerleri R1234yf için 1.64 ile 2.12, R152a için 1.38 ile 1.84, R134a için 1.43 ile 1.89, R1234ze için 1.54 ile 2.09 arasında değişmektedir. 0.2C'de YS ile GS arasındaki COP farkı R1234yf için %1.50 ile %1.63, R152a için %1.47 ile %1.62, R134a için %1.17 ile %1.61, R1234ze için %1.25 ile %1.63 arasında değişmektedir. 0.3C'de YS ve GS arasındaki COP farkı R1234yf için %2.65 ile %3.10, R152a için %2.47 ile %3.27, R134a için %2.05 ile %3.05, R1234ze için %2.19 ile %3.09 arasında değişmektedir. 0.5C'de YS ve GS arasındaki COP farkı R1234yf için %4.41 ile %7.85, R152a için %4.16 ile %8.44, R134a için %4.05 ile %7.36, R1234ze için %4.46 ile %7.86 arasında değişmektedir. YS ve GS arasındaki 1C, 3C ve 5C'deki COP farkı R1234yf için %3.14 ile %10.96, R152a için %4.11 ile %9.47, R134a için %4.03 ile %10.51, R1234ze için %4.06 ile %11.98 arasında değişmektedir. Belirtilen tüm C oranı koşullarında, YS için elde edilen COP değerlerinin GS değerlerinden daha yüksek olduğu görülmüştür. Daha düşük C oranı seviyelerinde (0.2-0.3C), kabin ısıtma yükü bataryanın sağladığı atık ısıyla tam olarak karşılanamadığından, her iki sistemde de ek bir elektrikli ısıtıcı devreye alınmış ve bu da COP değerlerinde düşüğe neden olmuştur. Ekserji verimliliklerindeki değişim, COP değerlerine benzer şekilde elde edilmiştir. 1C, 3C ve 5C'deki ekserji verimliliği Şekil 4.16'da verilmiştir.



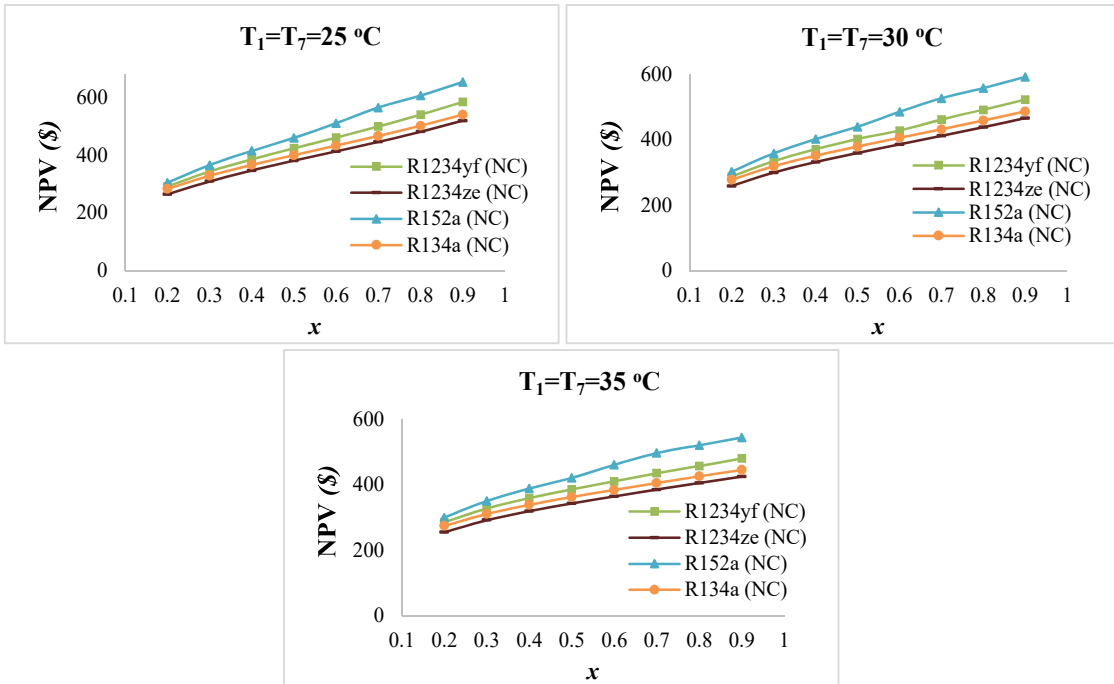
Şekil 4.16. 1C, 3C ve 5C'deki ekserji verimliliğindeki değişimler.

Şekil 4.16'ya göre, 25 °C'lik buharlaştırıcı giriş sıcaklığında (T_7) NC'nin ekserji verimliliği değişimleri R1234yf için %58.00 ile %63.91, R152a için %50.20 ile %59.03, R134a için %46.97 ile %58.60, R1234ze için %53.95 ile %62.53 arasında değişmektedir. 30 °C buharlaştırıcı giriş sıcaklığında (T_7) YS'nin ekserji verimliliği değişimleri R1234yf için %55.49 ile %62.46, R152a için %47.86 ile %58.27, R134a için %46.82 ile %58.60, R1234ze için %51.52 ile %60.98 arasında değişmektedir. 35 °C buharlaştırıcı giriş sıcaklığında (T_7) YS'nin ekserji verimliliği değişimleri R1234yf için %52.70 ile %61.28, R152a için %45.97 ile %57.40, R134a için %43.81 ile %56.63, R1234ze için %47.95 ile %60.63 arasında değişmektedir.

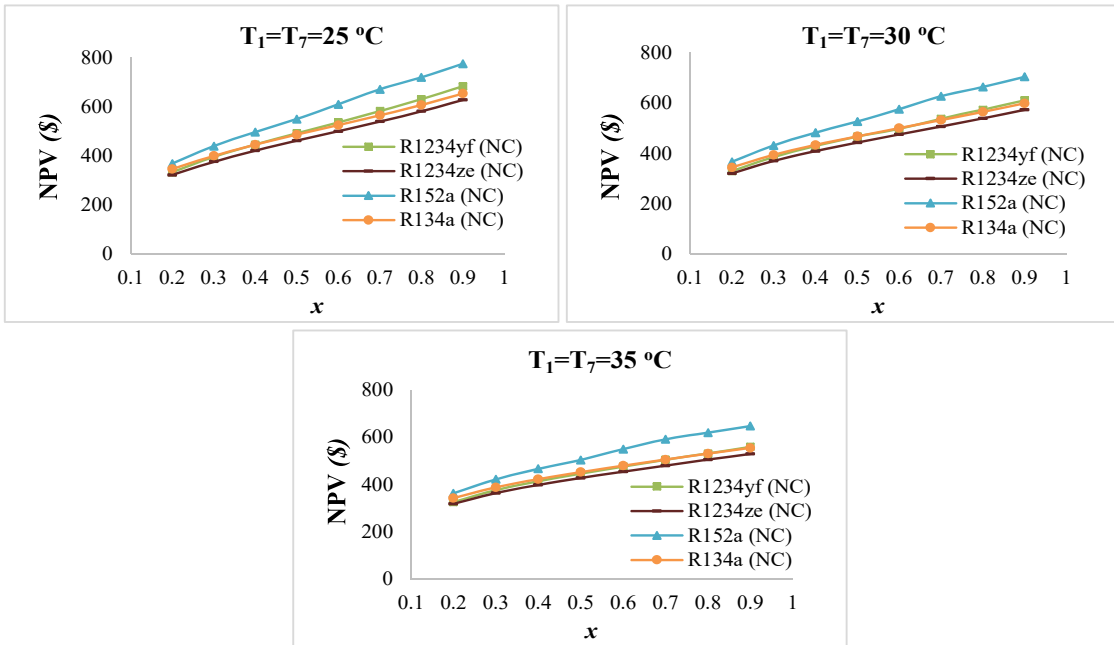
Ekserji verimliliği değişimleri 25 °C buharlaştırıcı giriş sıcaklığında (T_7) R1234yf için %55.25 ile %60.09, R152a için %48.32 ile 54.95, R134a için %45.15 ile %54.19, R1234ze için %51.18 ile %57.66 arasında değişmektedir. GS'nin ekserji verimliliği değişimleri 30 °C buharlaştırıcı giriş sıcaklığında (T_7) R1234yf için %53.41 ile %58.48, R152a için % 46.14 ile % 54.77, R134a için %43.32 ile %54.53, R1234ze için %48.52 ile %57.25 arasında

değişmektedir. GS'nin buharlaştırıcı giriş sıcaklığı (T_7) 35 °C'de ekserji verimliliği değişimleri R1234yf için %51.21 ile %58.47, R152a için %44.74 ile %54.84, R134a için %41.59 ile %53.94, R1234ze için %46.56 ile %57.11 arasında değişmektedir. 0.2 C, 0.3 C ve 0.5 C için ekserji verimliliği değişimleri Ek G'de verilmiştir. 1C, 3C ve 5C'de YS ve GS arasındaki ekserji verimliliği farkı R1234yf için %6.81'e, R152a için %7.43'e, R134a için %8.14'e, R1234ze için %8.45'e ulaşmaktadır. 0.2C'de YS ve GS arasındaki ekserji verimliliği farkı R1234yf için %1.89'a, R152a için %1.59'a, R134a için %1.58'e ve R1234ze için %1.79'a ulaşmaktadır. 0.3C'de YS ve GS arasındaki ekserji verimliliği farkı R1234yf için %4.93'e, R152a için %3.95'e, R134a için %3.93'e ve R1234ze için %4.03'e ulaşmaktadır. 0.5C'de YS ve GS arasındaki ekserji verimliliği farkı R1234yf için %4.78'e, R152a için %4.57'ye, R134a için %4.52'ye ve R1234ze için %4.72 olmaktadır.

Elektrikli aracın ekserji verimleri ve sürekli çalışması (0.2C ve 0.3C) dikkate alındığında, maksimum ekserji verimleri ve COP değerleri 0.2 kuruluk derecesinde elde edilmiştir. Benzer şekilde, 0.5C deşarj oranında 0.6 kuruluk derecesinde elde edilmiş ve 1C, 3C ve 5C deşarj oranlarında R1234ze ve R1234yf için 0.7 kuruluk derecesi ve R134a ve R152a için 0.9 kuruluk derecesinde elde edilmiştir. 0.2C ve 0.3C deşarj oranlarında maksimum COP ve ekserji verimlerinin düşük olmasının nedeni, kabini ısıtmak için yeterli ısı sağlanmaması ve gerekli ısıtma enerjisinin elektrikli ısıtıcı tarafından sağlanmasıdır. 0.3C ve 0.5C için ekonomik değerlendirme (NBD analizi) sonuçları sırasıyla Şekil 4.17 ve 4.18'de verilmiştir.



Şekil 4.17. 0.3C'de NBD değişimi.



Şekil 4.18. 0.5C'de NBD değişimi.

Şekil 4.17 ve 4.18'e göre maksimum NBD kuruluk derecesinin artmasıyla birlikte yükselmekte ve $x = 0.9$ 'da maksimuma ulaşmaktadır. Kuruluk derecesi arttıkça sistemde ihtiyaç duyulan soğutucu akışkan kütlesi azalırken, ısı transfer yüzey alanı artmaktadır. Bu tasarım parametrelerine göre değerlendirildiğinde, yüksek kuruluk derecelerinde sistemin ekonomik performansının iyileştiği ve NBD'nin arttığı görülmektedir. Özellikle 0.3C değerinde hesaplanan maksimum NBD değerleri, R1234yf için 583.42 \$, R1234ze için 518.135 \$, R134a için 539.71 \$ ve R152a için 652.44 \$ olarak belirlenmiştir. Optimum noktada, 0.5C oranlarında, NBD değerleri, R1234yf için 558.08\$, R1234ze için 497.85\$, R134a için 524.92\$ ve R152a için 610.63\$ olarak elde edilmiştir.

Maksimum COP, ekserji ve NBD göz önüne alındığında, optimum tasarım 0.6 ve 0.9 kuruluk derecelerinde gösterilebilir. 25 °C'de optimum buharlaştırıcı giriş (T_7) sıcaklıkları, R1234yf ve R1234ze için 0.7, R134a ve R152a için 0.9 olarak belirlenmiştir. 0.5C oranı için 0.6 kuruluk derecesi, 0.2C ve 0.3C oranları için ise 0.9 kuruluk derecesi belirlenmiştir. Optimum sistemlerin 0.5C'deki termodinamik özellikleri Tablo 4.3'te verilmiştir. R1234yf için enerji ve ekserji analiz sonuçları Tablo 4.4'te yer almaktadır.

Tablo 4.3. R1234yf için optimum tasarımın termodinamik özellikleri.

Nokta	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (kPa)	\dot{E} (kW)	$\dot{E}x$ (kW)
1	0,0161	25	682.58	2.7720	0.5251
2	0,0113	25	682.58	2.4329	0.4754
3	0,0048	25	652.58	0,3391	0.0504
4	0,0113	49.61	1007.30	2.6537	0.5914
5	0,0113	39.57	1007.30	1.0258	0.1687
6	0,0113	25	652.58	1.0258	0.1687
7	0,0161	25	652.58	1.3650	0.2191
8	0.1011	10	101.33	41.3867	0.4775
9	0.1011	26	101.33	43.0152	0.8017
10	0,0041	26	101.33	1.7500	0.0329
11	0.0042	22	101.33	1.7582	0.0294
12	0.0967	26	101.33	41.3289	0.7712
13	0.00002	10	101.33	0.0082	0.000094

Tablo 4.4. R1234yf için Enerji ve Ekserji analiz sonuçları.

Bileşen	\dot{Q} (kW)	\dot{W} (kW)	$\dot{E}x_Q$ (kW)	$\dot{E}x_W$ (kW)	$\dot{E}x_d$ (kW)	η (%)	ε (%)	COP
Buharlaştırıcı	1.407	-	0,359	-	0,0527	-	90.82*	
Kompresör	-	0.2614	0.010	0.2614	0.1352	84.5	81.63	
Kondenser	1.6278	-	0.443	-	0.0915	-	91.43	
ADU	-	0.1211	0,022	0.1211	0.1035	92.7	33	
Genel sistem							62.1	2.12

*termal performansa dayalı

Önerilen sistemin R1234yf ile termodinamik değerlendirmesine göre, kompresörde en yüksek ekserji kaybı 0.2614 kW olarak gözlemlenmiştir. Sistemin genel ekserji verimliliği %62.10'dur. COP ise 2.12 olarak kaydedilmiştir.

Diğer soğutucu akışkanlar için 0.5C'de optimum sistemlerin termodinamik özellikleri ve enerji- ekserji analiz sonuçları Ek H'de verilmiştir. R152a ile önerilen sistemin termodinamik değerlendirmesine göre, en yüksek ekserji yıkımı kompresör için 0.340 kW

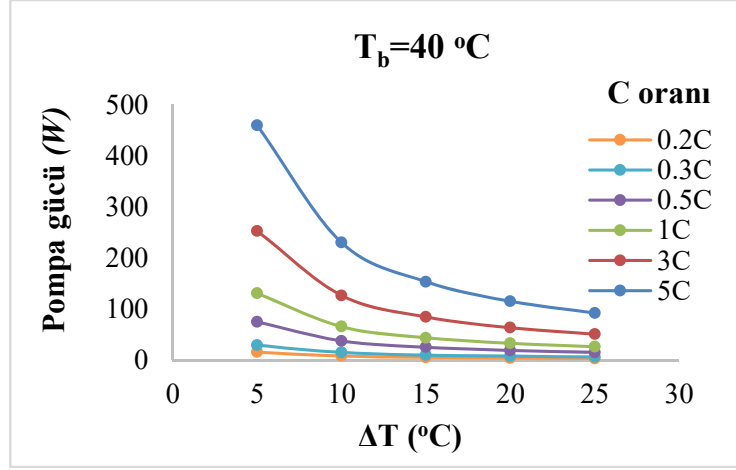
olarak gözlenmiştir. Genel sistem için ekserji verimliliği %57.29'dur. COP 1.95 olarak kaydedilmiştir. R134a ile önerilen sistemin termodinamik değerlendirmesine göre, en yüksek ekserji yıkımı kompresör için 0.258 kW olarak gözlenmiştir. Genel sistem için ekserji verimliliği %59.24'tür. COP 2.04 olarak kaydedilmiştir. R1234ze ile önerilen sistemin termodinamik değerlendirmesine göre, en yüksek ekserji yıkımı kompresör için 0.344 kW olarak gözlenmiştir. Genel sistem için ekserji verimliliği %61.10'dur. COP 2.09 olarak kaydedilmiştir.

Önerilen sistemin en önemli avantajı, kompresör ünitesinin güç tüketiminin azaltılmasıdır. Bu bağlamda, bu tasarruf, elektriğin çeşitli enerji kaynakları tarafından üretildiği şarj istasyonlarından elde edilen toplam elektrik tüketiminde de bir azalmaya yol açacaktır. Bu tasarruf aynı zamanda, söz konusu enerji kaynaklarına bağlı olarak emisyon tasarrufuna da yol açacaktır. Bu amaçla, Türkiye'de elektrik üretimi için kullanılan çeşitli enerji kaynakları değerlendirilmiştir (bkz. Tablo 3.17). Optimum tasarım ve 0.5C'lik uzun süreli sürüş koşulları altında, farklı enerji kaynakları için önlenecek emisyon miktarları belirlenmiştir. Sonuçlar Tablo 4.5'te verilmiştir.

Tablo 4.5. Engellenen emisyonlar.

Yakıt	Emisyon (kg)			
	CO ₂	CO	NO _x	SO _x
Linyit	58.11	1.1689	0,9315	0.09172
Benzin	22.93	0.4934	0.1919	-
LPG	16.53	0.2800	0.1432	-
Doğal gaz	6.60	0.0812	0.1145	-

Tablo 4.5'e göre, kömürden elektrik üretimi için kaçınılan CO₂ emisyonu 58.11 kg, benzin için 22.93 kg, LPG için 16.53 kg ve doğal gaz için 6.60 kg olarak hesaplanmıştır . Benzer şekilde, CO₂ emisyonu kömür için 1,17 kg, benzin için 0.49 kg, LPG için 0.28 kg ve doğal gaz için yalnızca 0.0812 kg'dır. En yüksek NO_x değeri kömürde (0.93 kg) elde edilirken, doğal gaz en düşük seviyeyi 0.1145 kg ile göstermektedir. Bu sonuçlar, sistemin temel amacının diğer enerji kaynaklarından üretilen elektriğin yerine geçerek emisyonları önlemek olduğunu ve özellikle kömürden kaynaklanan yüksek emisyonların önlenmesinde çevresel faydanın önemli ölçüde arttığını göstermektedir. Pompa gücü değişimi şekil 4.19'da verilmiştir.

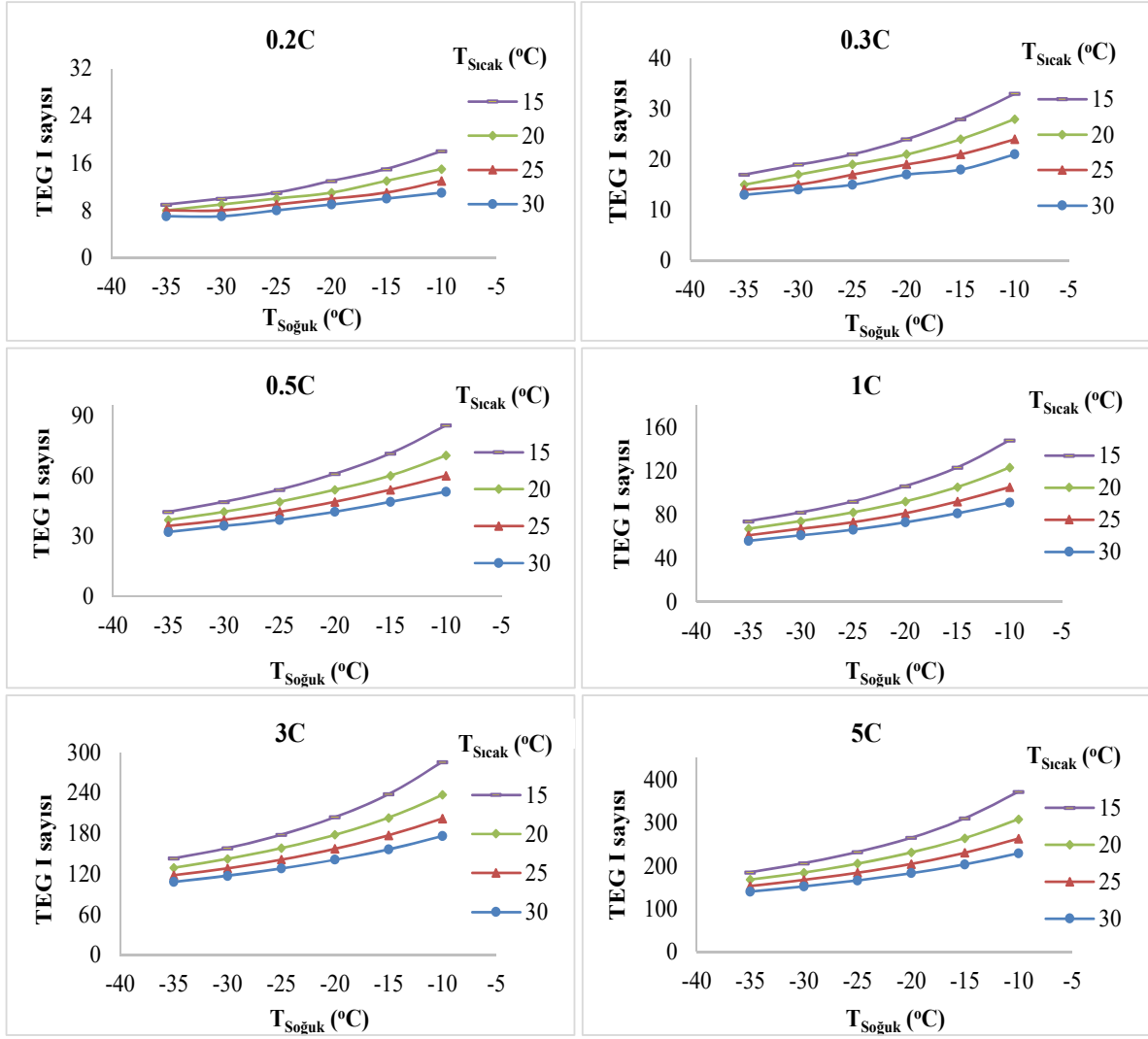


Şekil 4.19. Pompa gücü değişimi

Şekil 4.19'a göre, araç içi ısıtma koşullarında, batarya sıvı soğutması sırasında oluşan pompa gücü gereksinimi, batarya ile soğutma sıvısı arasındaki sıcaklık farkı ve C oranıyla doğrudan ilişkilidir. Sabit batarya sıcaklığında ($T_b=40^\circ\text{C}$) yapılan analizler, tüm C oranlarında sıcaklık farkı arttıkça pompa gücünün azaldığını göstermiştir. 5C oranında ve $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ 'de pompa gücü yaklaşık 459.89 W iken, $\Delta T = 25^\circ\text{C}$ 'ye ulaşıldığında 91.97 W'a düşmektedir. Benzer şekilde, pompa gücü 3C oranında 252.62-50.52 W ve 1C oranında 130.50-26.10 W arasında değişmektedir. 0.5C'de 74.16-14.92 W, 0.3C'de 40.74-5.81 W ve 0.2C'de yaklaşık 29.07-3.01 W arasında değişmektedir. Düşük sıcaklık farklarında (ΔT), aynı ısı yükünü uzaklaştırmak için daha yüksek debi gerektiğinden basınç kayıpları artmakta ve pompa gücü yükselmektedir. Ayrıca C-oranının artmasıyla bataryanın ısı üretimi büyüdüğü için, düşük ΔT koşullarında pompa gücündeki artış daha belirgin hale gelmektedir.

4.3. TEG Destekli Termal Sistem Sonuçları

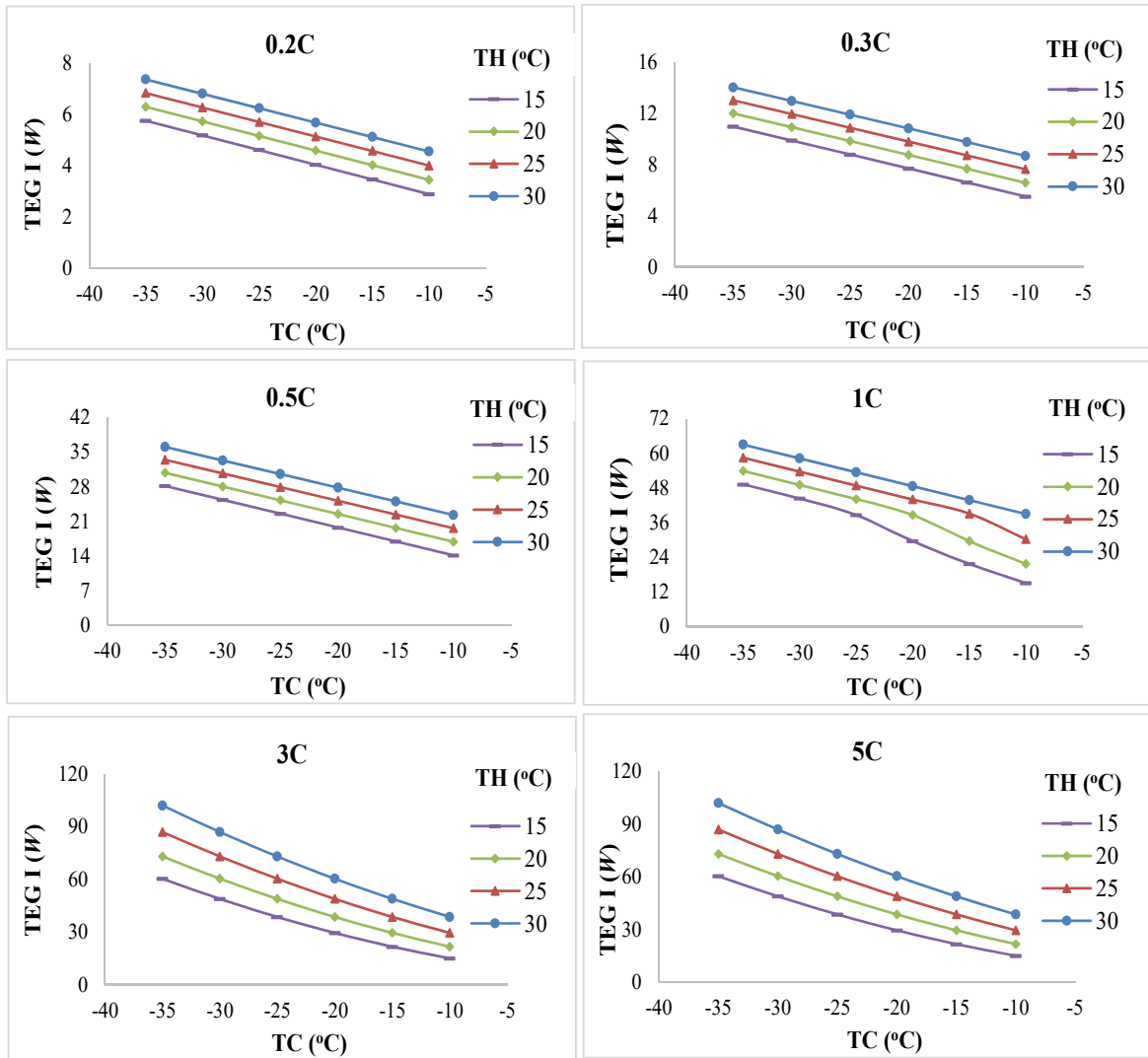
Mevcut atık ısıya bağlı olarak gerekli TEG modül sayısını belirlemek için, bu ısıdan üretilebilecek çıkış gücü hesaplanmıştır. Hesaplamalar, Kryotherm TGM-127-1.4-1.2 modülünün teknik verilerine dayanmaktadır. Daha sonra, geri kazanılan atık ısıdan elektrik enerjisi üretmek için gereken TEG modül sayısı hesaplanmıştır. Atık ısıyı elektrik enerjisine dönüştürmek için gereken TEG modül sayısındaki değişim, farklı çalışma koşulları altında FDM sıcaklıklarına bağlı olarak Şekil 4.20'de verilmiştir.



Şekil 4.20. FDM sıcaklığına bağlı olarak farklı C oranlarında gerekli TEG I modüllerinin sayısı.

Şekil 4.20'ye göre, farklı batarya deşarj hızlarında (0.2C-5C) ve çeşitli sıcaklık farklarında istenen elektrik gücünü elde etmek için gereken TEG-I modül sayısındaki değişimi göstermektedir. 0.2C'de, $T_{Sıcak} = 30^{\circ}\text{C}$ ve $T_{Soğuk} = -35^{\circ}\text{C}$ 'de minimum modül sayısı 7 iken, $T_{Sıcak} = 15^{\circ}\text{C}$ ve $T_{Soğuk} = 10^{\circ}\text{C}$ 'de maksimum modül sayısı 18'dir. 0.3C'de bu değerler sırasıyla 13-33, 0.5C'de 32-85, 1C'de 56-148, 3C'de 108-286 ve 5C'de 140-372 adet arasında değişmektedir. Tüm grafiklerde görüldüğü gibi, sıcaklık farkı azaldıkça Seebeck voltajındaki azalma nedeniyle her bir TEG tarafından üretilen güç azalır. Bu nedenle, aynı toplam güce ulaşmak için daha fazla modül gerekmektedir. Ayrıca, C oranı arttıkça, bataryadan üretilen atık ısı miktarı artar ve bu da sistemin güç ihtiyacını artırmaktadır. Sonuç olarak, her sıcaklık seviyesinde gereken TEG modülü sayısı da artmaktadır. Bu durum, yalnızca sıcaklık farkının değil, aynı zamanda batarya yük profilinin de sistem boyutlandırmasında kritik bir belirleyici olduğunu

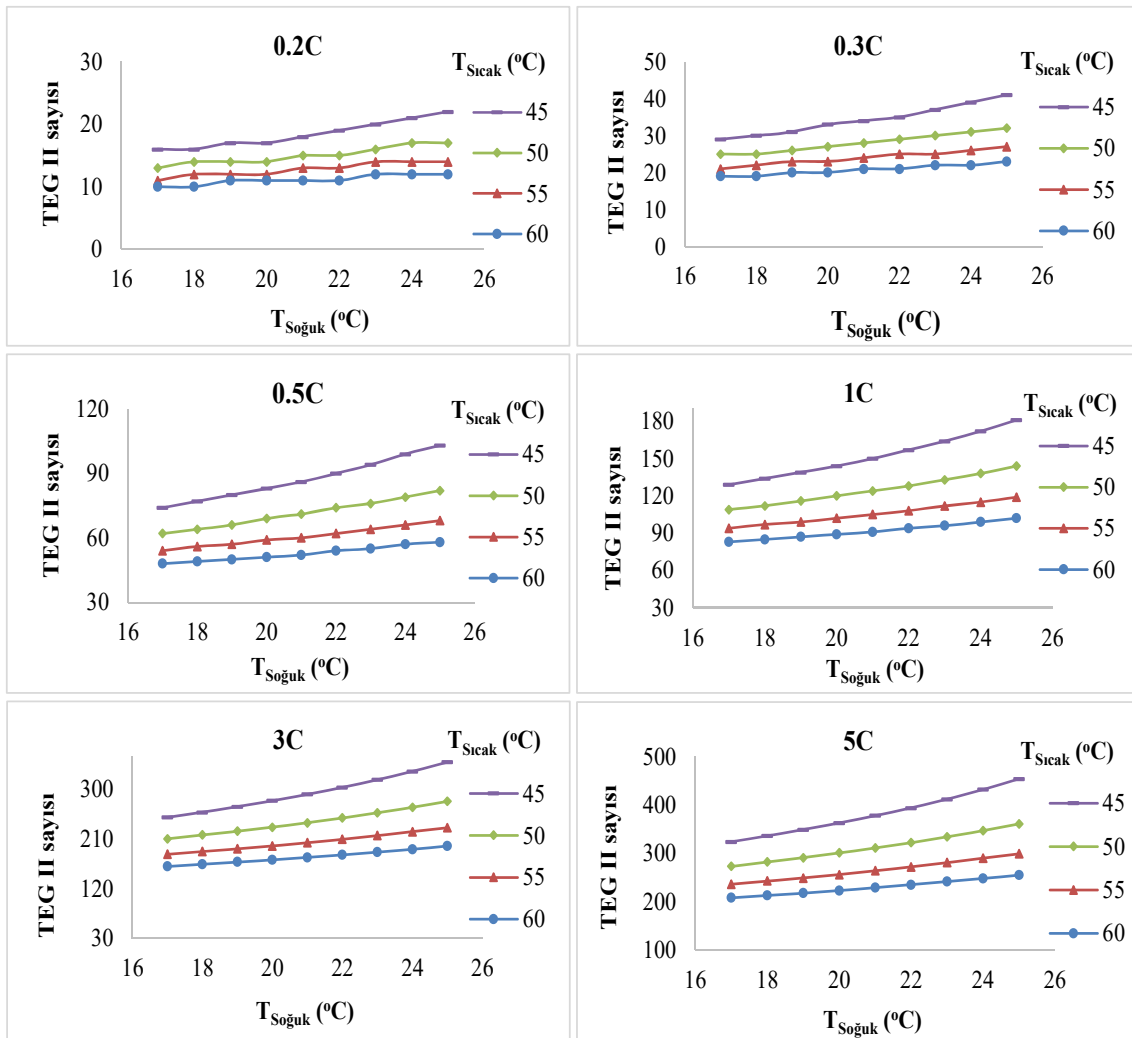
göstermektedir. Farklı FDM sıcaklıkları ve çalışma koşulları altında TEG çıkış gücündeki değişim Şekil 4.21'de verilmiştir.



Şekil 4.21. Farklı C oranlarında FDM sıcaklık farkına bağlı olarak TEG -I çıkış gücü değişimleri.

Şekil 4.21'e göre, bataryanın farklı C-oranlarında çalışması durumunda TEG-I'in çıkış gücü, FDM'in sıcaklık farkına bağlı olarak değişmektedir. Tüm deşarj oranlarında, sıcaklık farkı arttıkça ($T_{Sıcak}$ azalırken $T_{Soğuk}$ sabit kaldığında) çıkış gücü doğrusal biçimde yükselmektedir. 0.2C oranında, $\Delta T = 15^\circ C$ için çıkış gücü yaklaşık 2.6 W, $\Delta T = 65^\circ C$ için ise 8.2 W olarak hesaplanmıştır. Benzer şekilde, 0.3C oranında çıkış gücü 4.1-15.5 W, 0.5C oranında ise 7.2-40.5 W aralığında değişmektedir. Düşük C-oranlarında bataryadan elde edilen ısıl enerji sınırlı olduğundan ve sistemde tüm 90 TEG modülü kullanılabildiğinden, bu değerler doğrudan gerçek çalışma koşullarını yansıtmaktadır. 1C oranında ise, sistemdeki 90 TEG sınırını aşmamak için bazı sıcaklık aralıklarında hesaplama yapılmış, yüksek sıcaklık

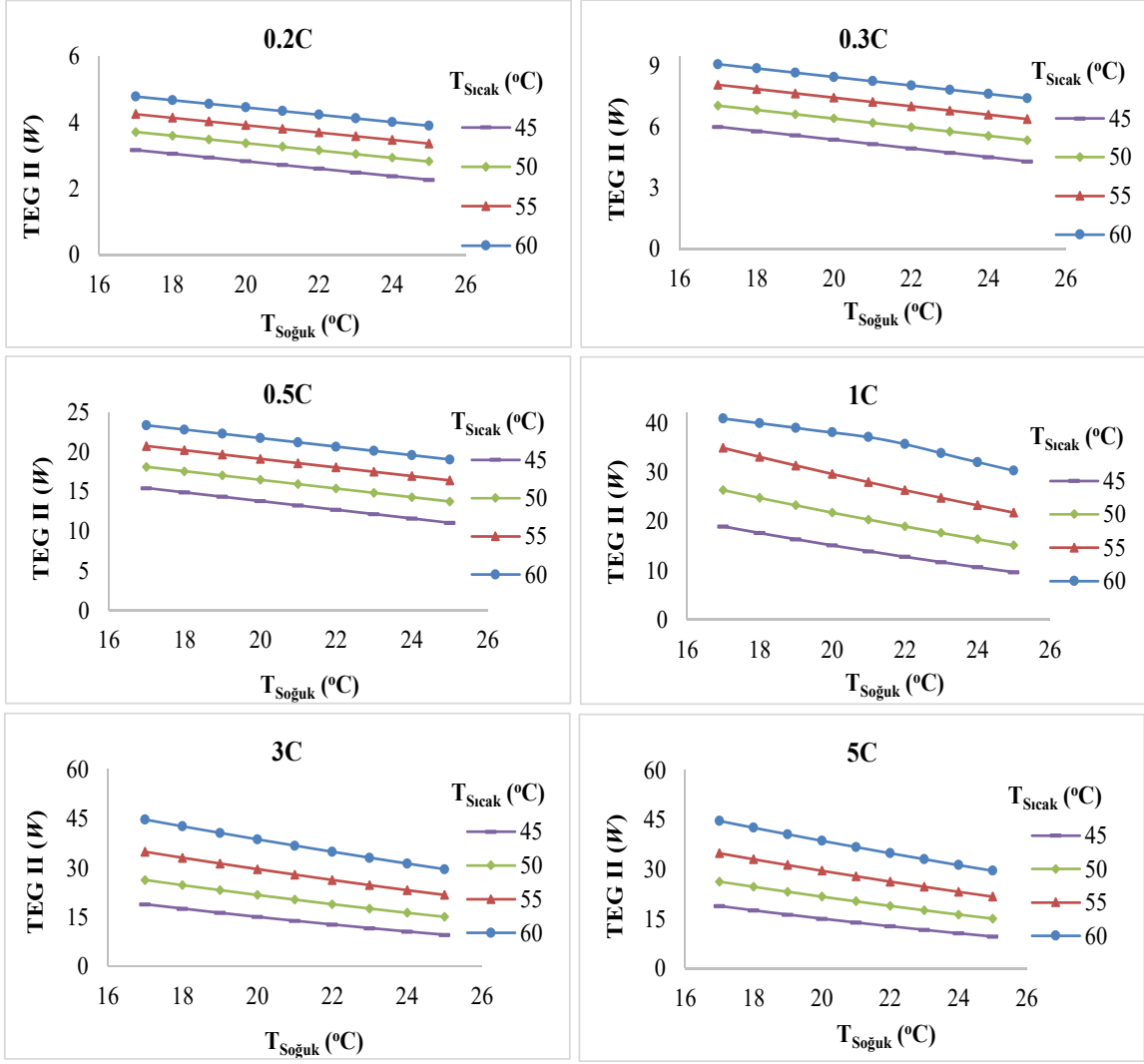
farklarında oluşan fazla ısıl enerjiye bağlı olarak çıkış gücü buna göre ayarlanmıştır. Aynı durum 3C ve 5C oranları için de geçerlidir. Bu oranlarda bataryadan açığa çıkan ısıl enerji oldukça yüksek olduğundan, gerekli TEG sayısı tüm parametrelerde 90'ı aşmaktadır. Bu nedenle tüm hesaplamalarda çıkış gücü en fazla 90 TEG modülü ile sınırlandırılmıştır. Dolayısıyla 1C, 3C ve 5C oranlarında elde edilen maksimum çıkış gücü yaklaşık 102 W ile sınırlıdır. Deşarj oranı arttıkça bataryadan açığa çıkan atık ısı miktarı da artmakta, bu da TEG'e aktarılan ısıl enerjiyi ve dolayısıyla çıkış gücünü önemli ölçüde yükseltmektedir. Benzer şekilde, sıcaklık farkı büyüdükçe TEG üzerindeki sıcaklık gradyeni artmakta ve Seebeck etkisi sayesinde elektrik üretimi daha verimli hale gelmektedir. Farklı çalışma koşulları ve FDM sıcaklıklarında, atık ısının elektrik enerjisine dönüştürülmesi için gereken TEG-II modül sayısındaki değişim Şekil 4.22'de verilmiştir.



Şekil 4.22. Farklı C-oranı değerlerinde TEG-II ünitesi için gerekli modül sayısındaki değişimleri.

Şekil 4.22'ye göre, sistemde gerekli toplam TEG-II modül sayısı, bataryanın farklı C oranlarında ve FDM sıcaklık farklarında TEG-II ünitesinin üretebildiği elektrik gücüne bağlı olarak gösterilmektedir. Her bir grafikte, TEG'in sıcak yüzey sıcaklığı ($T_{Sıcak}$) 35-60 °C aralığında, soğuk yüzey sıcaklığı ($T_{Soğuk}$) ise 17-26 °C aralığında değerlendirilmiştir.

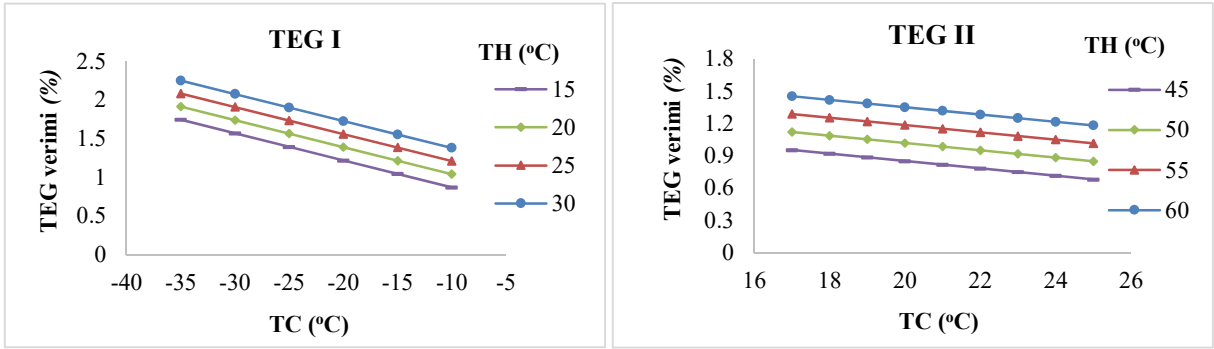
Bu analizlerde, TEG-II tarafından üretilen elektrik gücü azaldıkça, belirli bir atık ısı miktarını karşılamak için gereken modül sayısı artmaktadır. Özellikle sıcaklık farkı ($T_{Sıcak} - T_{Soğuk}$) azaldığında, tek bir TEG'in ürettiği güç azaldığı için gerekli TEG sayısı hızla yükselmektedir. Düşük deşarj oranlarında (örneğin 0.2C) TEG-II gereksinimi en düşük seviyede kalmıştır. Bu durumda $T_{Sıcak} = 60$ °C ve $T_{Soğuk} = 17$ °C koşullarında yaklaşık 10 TEG modülü yeterliyken, sıcaklık farkının azaldığı $T_{Sıcak} = 35$ °C ve $T_{Soğuk} = 26$ °C koşullarında bu sayı 22'ye yükselmiştir. Öte yandan, 5C gibi yüksek C oranlarında sistemde üretilen atık ısı miktarı arttığından, benzer sıcaklık farklarında bile çok daha fazla TEG modülüne ihtiyaç duyulmuştur. Bu durumda $T_{Sıcak} = 35$ °C ve $T_{Soğuk} = 26$ °C koşullarında sistemin çalışması için gerekli TEG modül sayısı yaklaşık 450'ye ulaşmıştır. Tüm grafiklerde gözlemlendiği üzere, $T_{Sıcak}$ sabit kalırken $T_{Soğuk}$ sıcaklığı arttıkça TEG modül sayısı da artmaktadır. Farklı FDM sıcaklıkları ve çalışma koşulları altında TEG-II çıkış gücündeki değişim ise Şekil 4.23'te verilmiştir.



Şekil 4.23. Farklı C oranlarında FDM sıcaklık farkına bağlı olarak TEG-II çıkış gücünün değişimi.

Şekil 4.23'e göre, batarya sisteminden elde edilen atık ısının farklı C-oranları ve FDM sıcaklıkları altında kullanılmasıyla TEG-II'nin elektrik üretimindeki değişim gösterilmektedir. Tüm grafiklerde, TEG'in sıcak yüzey sıcaklığı (TH) 35-60 °C aralığında, soğuk yüzey sıcaklığı (TC) ise 17-26 °C aralığında değerlendirilmiştir. Bu koşullar altında, sıcaklık farkı arttıkça TEG çıkış gücünde artış, soğuk yüzey sıcaklığı yükseldikçe ise çıkış gücünde azalma gözlemlenmiştir. 0.2C oranında, üretilen elektrik gücü en düşük seviyededir ve maksimum değer yaklaşık 4.6 W (TH = 35 °C, TC = 17 °C) olarak hesaplanmıştır. 1C, 3C ve 5C oranlarında ise bataryadan açığa çıkan atık ısı potansiyelinin artması, TEG-II'ye daha fazla ısıl yük aktarımına olanak sağlamıştır. Ancak, ısı eşanjörü boyutlandırma parametrelerine bağlı olarak sistemde maksimum 90 TEG modülü sınırı uygulanmıştır. Bu nedenle, 1C oranında yalnızca

bazı çalışma durumlarında 90 modül sınırı aşılmış, ancak 3C ve 5C oranlarında tüm FDM sıcaklıklarında bu sınır tüm koşullarda aşıldığı için hesaplamalar 90 TEG modülü ile sınırlandırılmıştır. Buna bağlı olarak, 3C ve 5C oranlarında elde edilen maksimum TEG çıkış gücü yaklaşık 44.671 W ile sınırlı kalmıştır. Özellikle $T_H = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ koşulunda çalışan TEG-II ünitesi, tüm C oranlarında en yüksek güç değerlerini üretmiştir. Sonuç olarak, TEG-II'nin elektrik üretimi yalnızca sıcaklık farkının büyüklüğüne değil, aynı zamanda batarya sisteminden aktarılan atık ısı miktarına ve ısı eşanjörü tasarımında izin verilen maksimum TEG modül sayısına da bağlıdır. Farklı koşullar altındaki TEG verimleri ise Şekil 4.24'te verilmiştir.

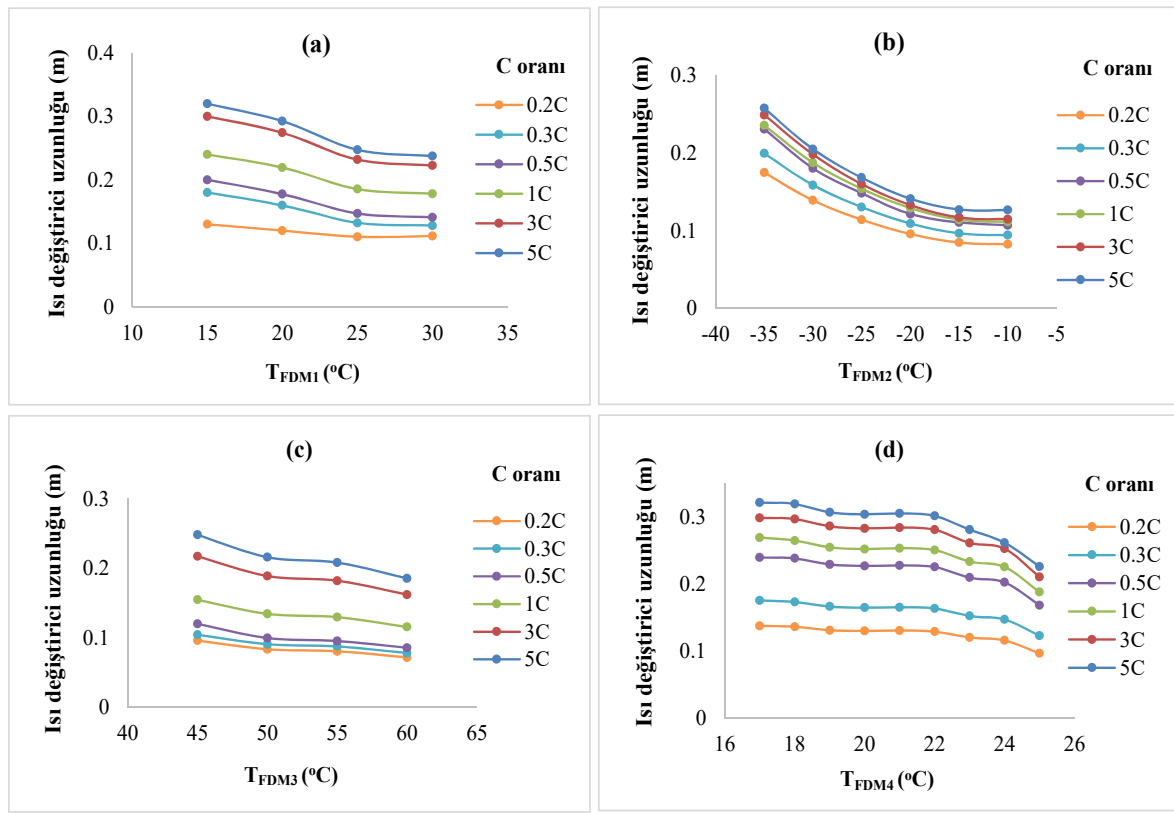


Şekil 4.24. Farklı FDM sıcaklıklarında TEG I ve TEG II sistemleri için termoelektrik verimlilik değişimi.

Şekil 4.24'e göre, TEG-I ve TEG-II sistemleri için sıcaklık farkına bağlı olarak elde edilen verim değerleri gösterilmektedir. Her iki durumda da Kryotherm TGM-127-1.4-1.2 modeli TEG modülü kullanılmıştır. Sıcak yüzey sıcaklığı ($T_{Sıcak}$) sabit tutulmuş, soğuk yüzey sıcaklığı ($T_{Soğuk}$) ise belirli aralıklarla değiştirilmiştir. TEG-I ünitesi için, $T_{Sıcak} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $T_{Soğuk} = -40 \text{ }^\circ\text{C}$ koşullarında yaklaşık %2.3'lük maksimum verim elde edilmiştir. Sıcaklık farkının azaldığı $T_{Sıcak} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $T_{Soğuk} = -10 \text{ }^\circ\text{C}$ koşullarında ise verim %1.2'ye düşmüştür. TEG-II ünitesi daha dar bir sıcaklık aralığında ($T_{Sıcak} = 45-60 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{Soğuk} = 17-25 \text{ }^\circ\text{C}$) çalıştırılmıştır. Bu ünite de en yüksek verim, $T_{Sıcak} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $T_{Soğuk} = 17 \text{ }^\circ\text{C}$ koşullarında yaklaşık %1.5, en düşük verim ise $T_{Sıcak} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $T_{Soğuk} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ koşullarında yaklaşık %0.8 olarak hesaplanmıştır. Her iki sistemde de verim, sıcaklık farkı ile doğru orantılı olarak artmaktadır. Ancak TEG-II'de sıcaklık farkının daha düşük olması nedeniyle elde edilen verim değerleri daha sınırlıdır.

Isı eşanjörü boyutlandırması, TEG modüllerinin fiziksel ölçülerine göre yapılmıştır. Ancak sistemdeki TEG sayısının fazla olması, eşanjörün toplam hacmini büyütmektedir. Gerçekçi araç koşulları dikkate alınarak ısı eşanjörünün boyutları $400 \text{ mm} \times 360 \text{ mm} \times 325 \text{ mm}$ ile sınırlandırılmıştır. Tasarım sürecinde eşanjör genişliği sabit 400 mm olarak tutulmuş,

uzunluk ve yükseklik ise her bir tasarım parametresine göre değişmiştir. Bu yapılandırma ve gerekli toplam TEG modül sayısına bağlı olarak, ısı eşanjörünün gerekli uzunluğu hesaplanmış ve maksimum boyutlarda 90 TEG modülü yerleştirilmiştir. Yüzey düzenlemesi de buna uygun şekilde oluşturulmuştur. Eşanjör içerisinde FDM'lere ısı transferini sağlayan akışkanlar, çalışma bölgesine bağlı olarak farklılık göstermektedir. FDM1, batarya soğutma devresinde dolaşan su ile ısıtılmaktadır. FDM2 ve FDM3 bölgelerinde ısı transferi, araç ısıtma ve soğutma sistemlerinde kullanılan iki fazlı soğutucu akışkan aracılığıyla sağlanmaktadır. FDM4'te ise ısı transferi, ortam havası üzerinden gerçekleştirilmektedir. Farklı deşarj oranlarında FDM çalışma sıcaklıklarına bağlı olarak ısı eşanjörü uzunluğundaki değişim ise Şekil 4.25'te verilmiştir.

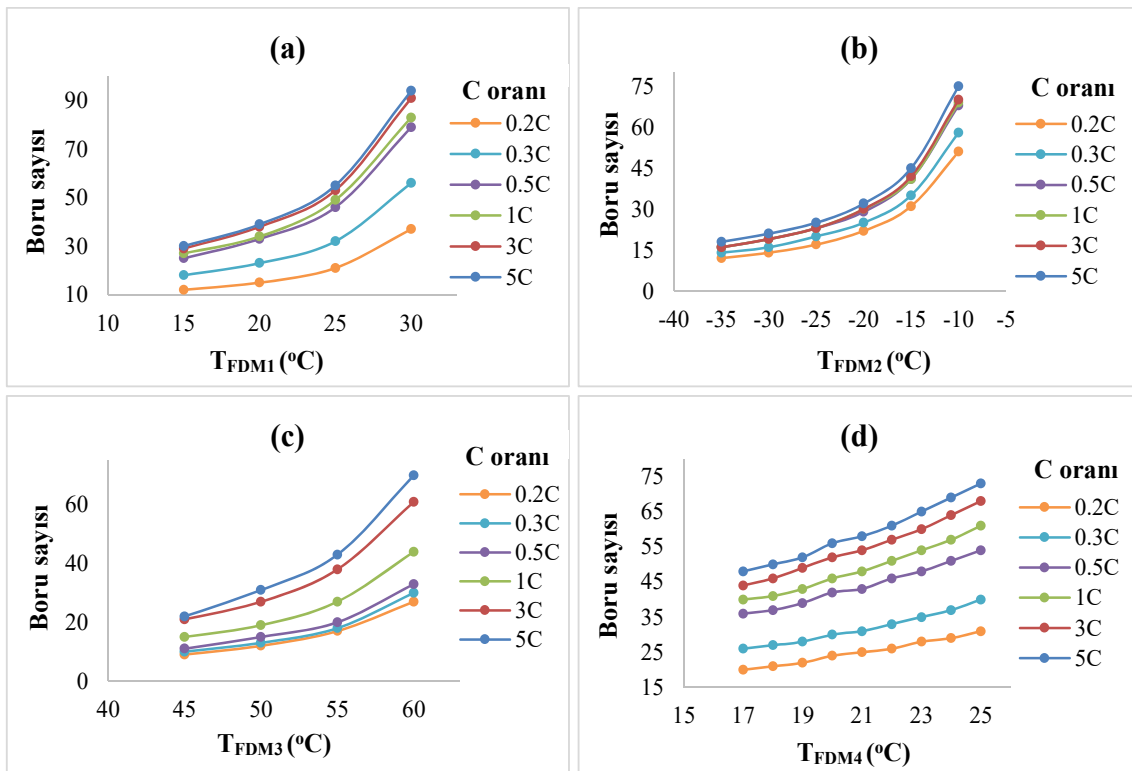


Şekil 4.25. Farklı FDM malzemelerinde sıcaklık değişimine bağlı olarak ısı değiştirici uzunluğundaki değişimler.

Şekil 4.25'e göre, FDM1, FDM2, FDM3 ve FDM4 kullanılarak elde edilen farklı sıcaklık aralıklarında ısı eşanjörü uzunluğundaki değişimler gösterilmektedir. Dört FDM'nin de faz geçişi gerçekleşmekte olup, sistemin ısıl tepkisi yalnızca sıcaklık farkına değil, aynı zamanda sıcaklığa bağlı olarak değişen FDM'nin fiziksel özelliklerine de bağlıdır. Şekil 4.25a'da, FDM1'in faz geçiş özellikleri kararlı bir aralıkta gerçekleştiğinden, hacim ve kütle değişimleri daha düzenli ilerlemekte ve eşanjör uzunluğu sıcaklıkla birlikte simetrik ve sürekli bir artış göstermektedir. Şekil 4.25a'da 0.11 m ile 0.32 m arasında, Şekil 4.25b'de 0.08 m ile

0.248 m arasında, Şekil 4.25c'de 0.09 m ile 0.24 m arasında, Şekil 4.25d'de ise 0.094 m ile 0.324 m arasında yükseklik değerleri elde edilmiştir.

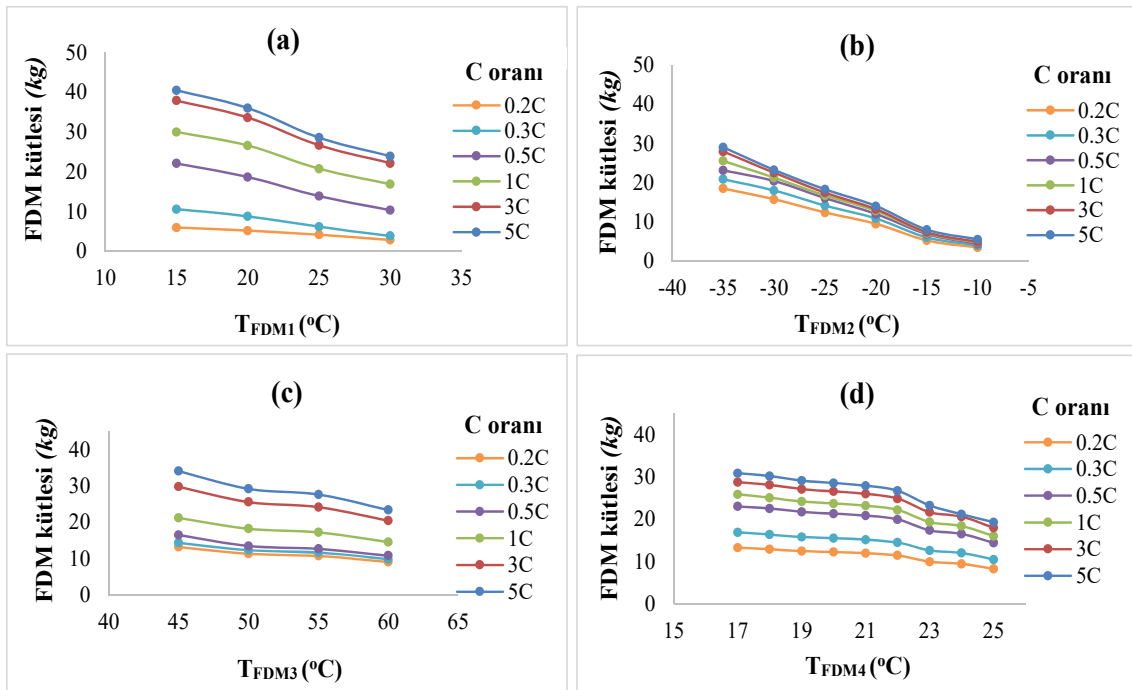
Isı eşanjörünün toplam hacmini belirlemek için, her bir tasarım koşuluna karşılık gelen toplam boru sayısı hesaplanmıştır. Bu kapsamda, öncelikle ilgili FDM'nin termofiziksel özellikleri ve belirlenen sıcaklık farkları dikkate alınarak, her bir borudan aktarılabilecek ısı miktarı ayrı ayrı hesaplanmıştır. Ardından, bataryanın farklı deşarj oranlarında çalışmasıyla üretilen toplam atık ısı miktarı göz önüne alınmış ve bu ısının tamamının aktarılabilmesi için gerekli toplam boru sayısı belirlenmiştir. FDM1, FDM2, FDM3 ve FDM4 kullanılan dört ayrı ısı eşanjörü tasarımında, her bir boru başına aktarılabilecek enerji miktarı, FDM'nin sıcaklık koşullarına ve ısı transfer özelliklerine bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Bu nedenle, aynı miktardaki atık ısıyı karşılamak için gereken toplam boru sayısı, kullanılan FDM türüne ve çalışma sıcaklığına göre farklılık göstermektedir. Farklı deşarj oranlarında ve FDM sıcaklıklarında üretilen atık ısıya bağlı olarak ısı eşanjöründe gerekli toplam boru sayısındaki değişim ise Şekil 4.26'da verilmiştir.



Şekil 4.26. FDM1 (a), FDM2 (b), FDM3 (c) ve FDM4 (d) kullanımına göre, farklı C oranlarında elde edilen atık ısı miktarına göre, ısı değiştiricisinde gereken toplam boru sayısının FDM sıcaklığına bağlı değişimi.

Şekil 4.26'ya göre, farklı FDM sıcaklıklarında ve batarya deşarj oranlarında yeni ısı eşanjörü tasarımları için gereken toplam boru sayısındaki değişimler gösterilmektedir. Bu

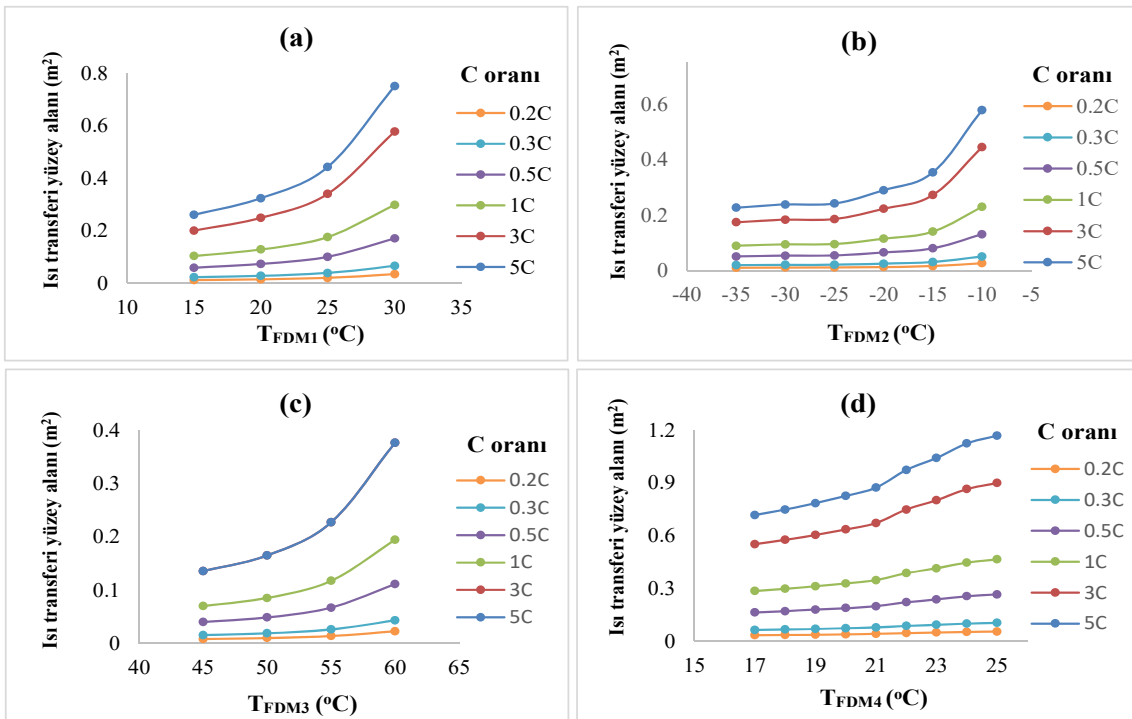
analizlerde, bataryadan elde edilen atık ısı miktarı her bir C oranı için farklılık göstermekte olup, en yüksek atık ısı 5C oranında, en düşük ise 0.2C oranında ortaya çıkmaktadır. Şekil 4.26a'da, suyun ısı transfer kapasitesine bağlı olarak düşük C oranlarında sınırlı sayıda boru yeterli olmuştur. 15 °C FDM sıcaklığı ve 0.2C oranında minimum 12 boru gerekirken, sıcaklık 30 °C'nin altına ve 5C oranına çıktığında maksimum 94 boru gerekmiştir. Şekil 4.26b'de, gerekli boru sayısı 12 ile 74 arasında değişmektedir. Şekil 4.26c'de ise, yoğunlaşma ve buharlaşma süreçlerinin sağladığı yüksek ısı transfer kapasitesi sayesinde, çift fazlı akışkan sisteminde minimum boru sayısına ulaşılmıştır. Bu durumda 45 °C FDM sıcaklığı ve 0.2C oranında 9 boru, 60 °C ve 5C oranında ise 70 boru gerekmiştir. Şekil 4.26d'de ise, havanın düşük özgül ısı nedeniyle sistemin daha fazla boruya ihtiyaç duyduğu görülmektedir; boru sayısı 20 ile 73 arasında değişmektedir. Sonuç olarak, sistemdeki toplam boru sayısı hem FDM sıcaklığına hem de C oranına bağlı olarak değişmekte, farklı akışkan türleri bu gereksinimi farklı oranlarda karşılamaktadır. En yüksek boru gereksinimi su kullanılan sistemde, en düşük boru gereksinimi ise çift fazlı akışkan sisteminde elde edilmiştir. Isı eşanjörü tasarımında gerekli FDM kütlesi, sistemde üretilen toplam atık ısı miktarı dikkate alınarak hesaplanmıştır. FDM sıcaklığının gerekli FDM kütlesi üzerindeki etkisi Şekil 4.27'de gösterilmektedir.



Şekil 4.27. Farklı C oranlarına ve FDM sıcaklıklarına bağlı olarak gerekli FDM kütlesinin değişimi.

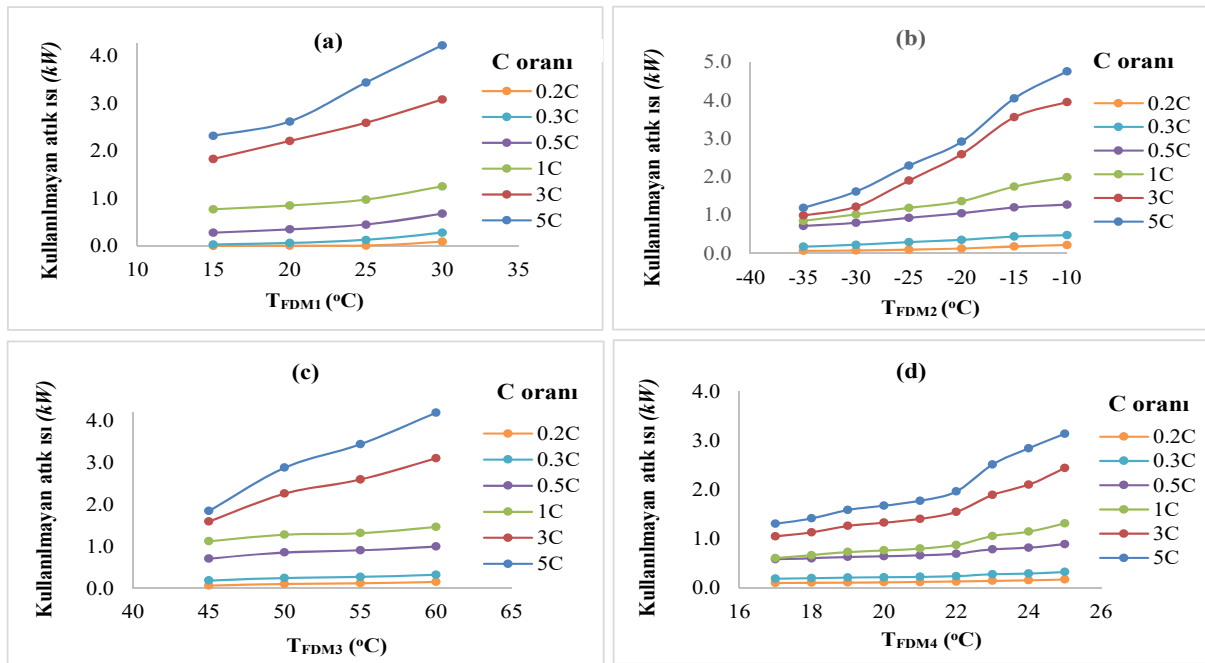
Şekil 4.27'ye göre, ısı eşanjörü sisteminde kullanılan dört farklı FDM bloğu için C-oranı ve FDM sıcaklığına bağlı olarak gereken FDM kütlesindeki değişim gösterilmektedir. Analizde

her C-oranı bataryadan açığa çıkan farklı miktarlardaki atık ısıyı temsil etmekte ve bu ısının FDM tarafından bütünüyle depolanabilmesi için gerekli FDM kütlesi hesaplanmıştır. Şekil 4.27a'da görüldüğü üzere, FDM1 sıcaklığı arttıkça tüm C-oranlarında gerekli FDM kütlesi azalmaktadır; örneğin 5C oranında 15 °C'de yaklaşık 40.44 kg FDM yeterliyken, 0.2C oranında 30 °C'de yaklaşık 2.82 kg FDM yeterlidir. Şekil 4.27b'de 5C için 15 °C'de ihtiyaç duyulan FDM2 kütlesi 29.03 kg ile maksimuma çıkarken, 0.2C ve 60 °C koşullarında yaklaşık 3.50 kg ile minimum değere inmektedir. Şekil 4.27c'de FDM3 sıcaklığı arttıkça sistemde gereken FDM kütlesi belirgin biçimde düşmekte; 45 °C'de yaklaşık 23.31 kg olan gereksinim 60 °C'de 9.00 kg'a inmektedir. Şekil 4.27d'de ise 17 °C'de yaklaşık 30.88 kg FDM gerekirken, 25 °C'de bu değer 8.25 kg'a düşmektedir. Bu sonuçlar, daha düşük sıcaklık farklarında daha büyük FDM hacmi gerektiğini göstermektedir; ayrıca batarya deşarj oranı arttıkça sisteme giren atık ısı artmakta ve bu durum gerekli FDM kütlesini doğrudan yükseltmektedir. Isı eşanjörü tasarımı için gereken FDM kütlesi sistemde oluşan toplam atık ısı temel alınarak belirlenmiş; benzer şekilde gerekli ısı transfer yüzey alanı da atık ısı miktarı ve logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMTD) dikkate alınarak hesaplanmıştır. Isı transfer yüzey alanındaki değişimler Şekil 4.28'de verilmektedir.



Şekil 4.28. Farklı C oranlarında FDM sıcaklığına bağlı olarak ısı transfer yüzey alanındaki değişimler.

Şekil 4.28'e göre, sabit giriş sıcaklıklarına sahip üç farklı akışkan için FDM sıcaklığına bağlı olarak gerekli ısı transfer yüzey alanındaki değişim gösterilmektedir. Yüksek ısı transfer kapasitesine sahip bir akışkanla çalışan bir sistemde, FDM sıcaklığı arttıkça sıcaklık farkı azalmakta ve buna bağlı olarak aynı miktarda ısının aktarılabilmesi için gereken yüzey alanı düzenli ve doğrusal biçimde artmaktadır. Genel olarak, sıcaklık farkı azaldıkça ısı transfer verimi düşmekte ve bu da daha büyük yüzey alanına sahip sistemler gerektirmektedir. Bu eğilimlerin boyutu, akışkanların ve FDM'in termodinamik özelliklerine bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Kullanılmayan ısı miktarları Şekil 4.29'da verilmiştir.

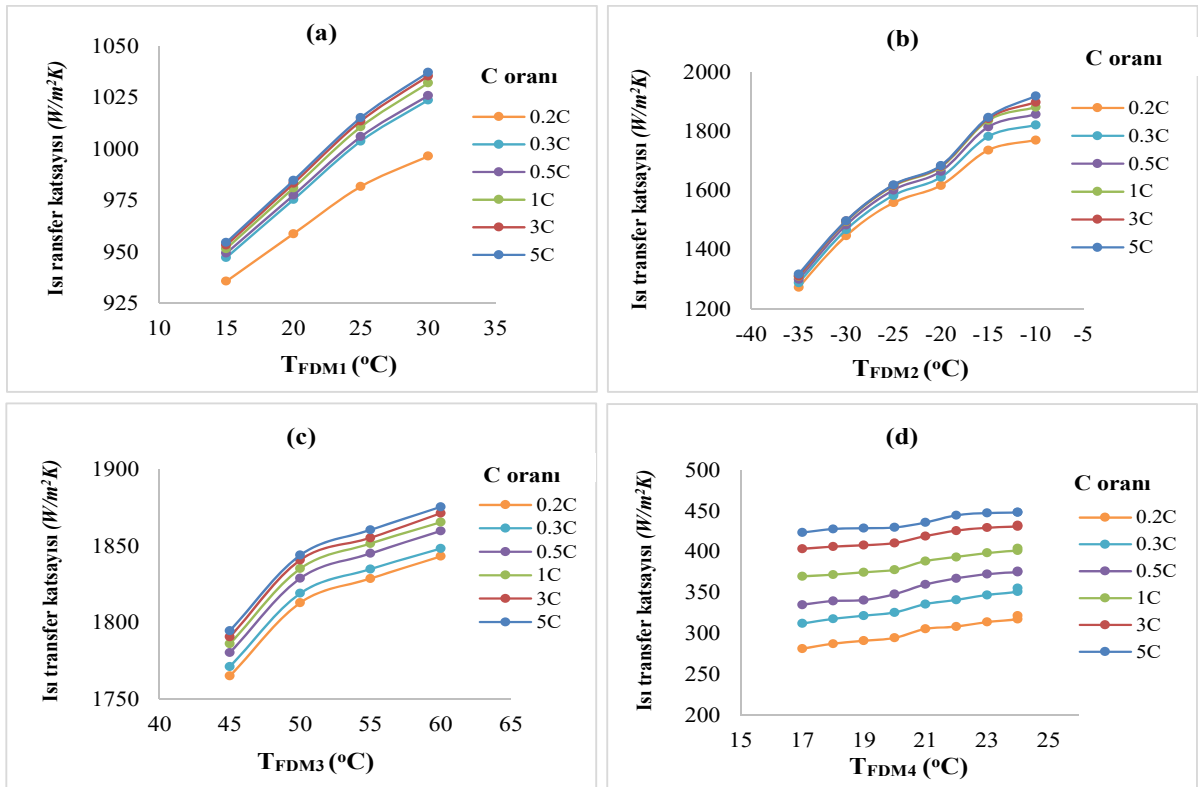


Şekil 4.29. FDM sıcaklığına bağlı olarak kullanılmayan atık ısı değerleri.

Şekil 4.29'a göre, farklı akışkan tipleri (su, R134a ve hava) kullanılan iki ayrı eşanjör sisteminde, C oranlarına ve FDM sıcaklıklarına bağlı olarak oluşan kullanılmayan atık ısı miktarları değerlendirilmiştir. Tüm sistemlerde eşanjör boyutları $0.40 \text{ m} \times 0.32 \text{ m} \times 0.25 \text{ m}$ ile sınırlandırılmıştır. Her bir sistemde boru sayısı, eşanjör yüksekliği ve yerleştirilebilen FDM kütlesi farklılık göstermektedir. Bu kapsamda, her sistemde tamamen eriyebilen FDM miktarı belirlenmiş ve yalnızca bu kütlenin erimesi için gerekli enerji sistem tarafından değerlendirilmiştir. Eşanjöre ulaşan toplam atık ısının, bu miktarın üzerindeki fazla kısmı ise sistem dışında kullanılmadan yayılmıştır.

Su, R134a ve hava akışkanlarının kullanıldığı iki farklı ısı eşanjörü sisteminde değerlendirmeler tüm sistemler için minimum 5 °C sıcaklık farkında gerçekleştirilmiştir. Su kullanılan sistemde en yüksek FDM kütlesi eritilmiş ve yaklaşık 4.21 kW kullanılmayan atık ısı oluşmuştur. İkinci sistemde, R134a akışkanı -10 °C FDM sıcaklığında kullanılmış ve sistemden yaklaşık 4.75 kW atık ısı uzaklaştırılmıştır. Üçüncü sistemde yine R134a akışkanı kullanılmış ancak bu kez akışkan giriş sıcaklığı 65 °C olarak ayarlanmış, benzer bir ΔT koşulunda 4.18 kW kullanılmayan ısı tespit edilmiştir. Son sistemde hava akışkanı kullanılmış ve kullanılmayan atık ısı miktarı 3.14 kW ile sınırlı kalmıştır.

Bu sonuçlar, yalnızca akışkan özelliklerinin değil, aynı zamanda sıcaklık farkının, FDM hacminin ve eşanjör tasarımının da sistem performansında belirleyici bir rol oynadığını göstermektedir. Bu bağlamda, sıcaklık farkı arttıkça sistem tarafından değerlendirilebilen atık ısı miktarı da artmakta, dolayısıyla kullanılmadan yayılan ısı miktarı azalmaktadır. Farklı FDM sıcaklıklarına bağlı olarak dört farklı bölgede farklı C oranlarına karşılık gelen ısı transfer katsayısındaki değişim Şekil 4.30'da verilmiştir.



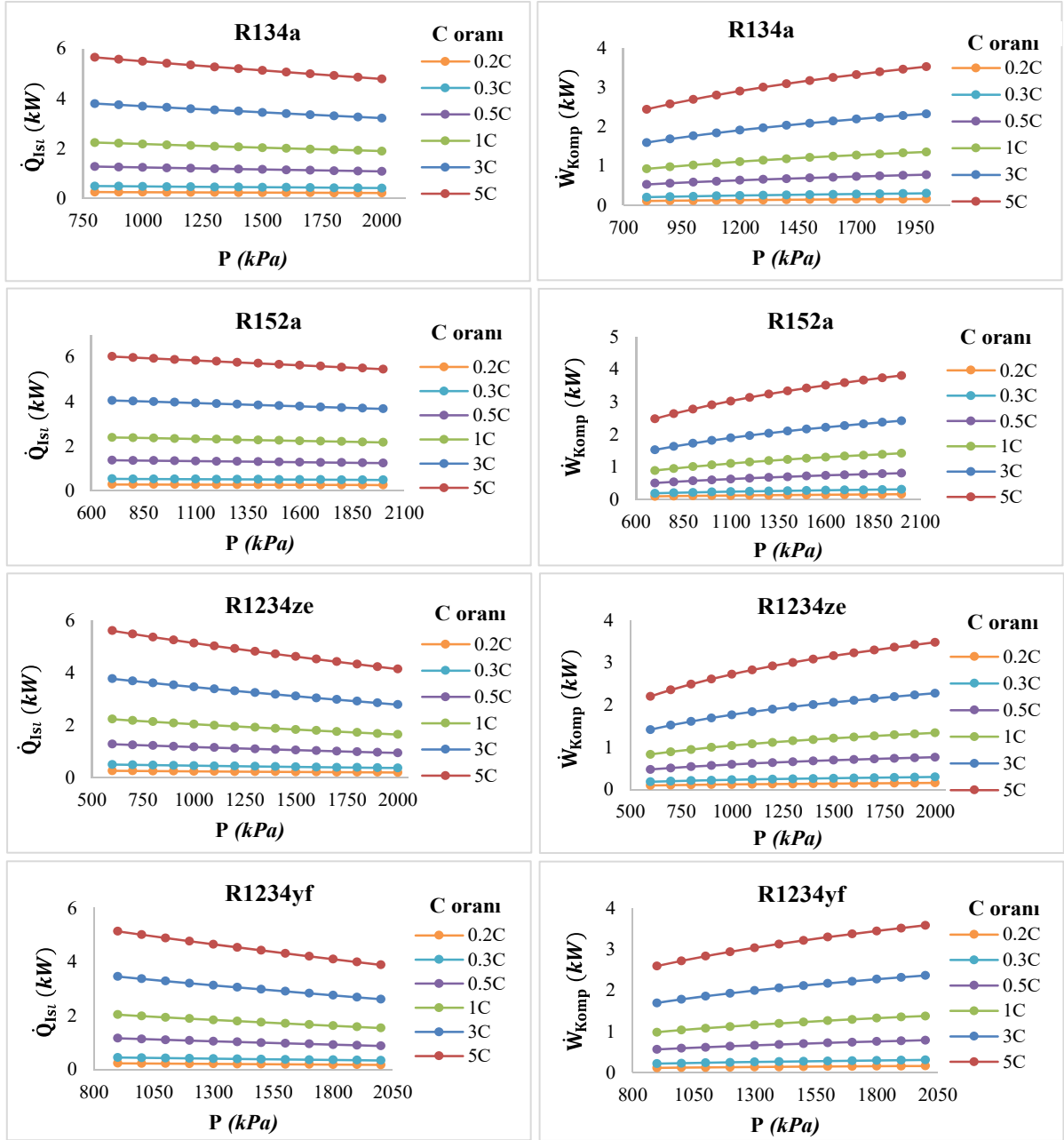
Şekil 4.30. FDM sıcaklığına bağlı olarak ısı transfer katsayısındaki değişimler.

Şekil 4.30'a göre, farklı C oranlarında elde edilen ısı transfer katsayısı (h) değerleri, FDM sıcaklığındaki değişime bağlı olarak dört farklı ısı eşanjörü bölgesi (a–d) için sunulmaktadır. Her bölge, kullanılan akışkan tipine göre sınıflandırılmış olup sırasıyla (a) su,

(b) R134a buharlaşma bölgesi, (c) R134a yoğuşma bölgesi ve (d) hava ile çalışan ısı transfer yüzeylerini temsil etmektedir. Sistem genelinde belirli bir C oranı için taşınan ısı yükü sabit tutulduğundan, FDM sıcaklığındaki artış akışkan ile FDM arasındaki sıcaklık farkının azalmasına neden olmuş ve sabit ısı akısını koruyabilmek için h katsayısında artış gerektirmiştir.

Bölüm (a)'da, h değeri minimum 935 W/m²K (FDM1 = 15 °C, 0.2C) ve maksimum 1040 W/m²K (FDM1 = 30 °C, 5C) olarak kaydedilmiştir; maksimum değer, artan C oranı ve azalan sıcaklık farkı nedeniyle elde edilmiştir. Bölüm (b)'de, h değeri minimum 1230 W/m²K (FDM2 = -35 °C, 0.2C) ile maksimum 1919 W/m²K (FDM2 = -10 °C, 5C) arasında değişmiştir. Bölüm (c)'de, maksimum h değeri 1875.59 W/m²K (FDM3 = 50 °C, 5C), minimum değer ise 1765.12 W/m²K (FDM3 = 45 °C, 0.2C) olarak hesaplanmıştır. Bölüm (d)'de, en düşük h değeri 281.13 W/m²K (FDM4 = 25 °C, 0.2C), en yüksek h değeri ise 449.06 W/m²K (FDM4 = 17 °C, 5C) olarak belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar, her bölgenin akışkan özelliklerine, ısıl yüke ve sıcaklık farkına bağlı olarak farklı ısı transfer performansları sergilediğini göstermektedir.

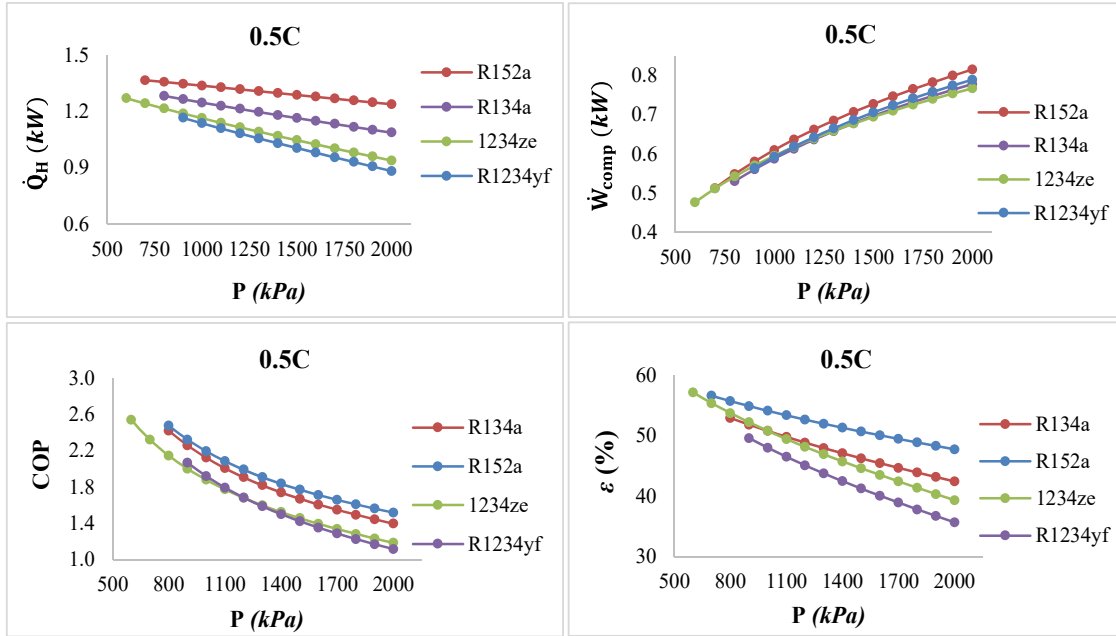
Araç içi ısıtma için gerçekleştirilen analizlerde, R134a, R152a, R1234yf ve R1234ze soğutucu akışkanlarının sistem üzerindeki termodinamik etkileri değerlendirilmiştir. Bu analizde evaporatör sıcaklığı -40 °C'de sabit tutulmuş ve her bir soğutucu akışkan için çıkış basıncı 200 kPa ile 2000 kPa arasında değiştirilmiştir. Çevrim koşulları, her akışkanın fiziksel özelliklerine göre belirlenmiş; hesaplamalar sonucunda ısıtma kapasitesi, kompresör güç tüketimi ve her akışkanın çevrim üzerindeki termodinamik performansı ayrıntılı olarak analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar Şekil 4.31'de sunulmaktadır.



Şekil 4.31. Farklı soğutucu akışkanlar için ısıtma kapasitesi ve kompresör gücü değişimleri.

Şekil 4.31'e göre, R134a, R152a, R1234yf ve R1234ze soğutucu akışkanlarının termodinamik performansları, evaporatör sıcaklığının $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak sabit tutulduğu araç içi ısıtma modu koşullarında, farklı çıkış basıncı aralıklarında değerlendirilmiştir. Bu kapsamda, kondenser basınç aralıkları R134a için 750-2000 kPa, R152a için 600-2100 kPa, R1234yf için 800-2050 kPa ve R1234ze için 500-2000 kPa olarak belirlenmiştir. Analizler sonucunda en yüksek ısıtma kapasitesi değeri 6.02 kW ile R152a akışkanında elde edilmiştir; bunu 5.65 kW ile R134a, 5.13 kW ile R1234yf ve 5.00 kW ile R1234ze takip etmiştir. Kompresör güç tüketimi açısından en düşük değer 3.484 kW ile R1234ze'de, en yüksek değer ise 3.70 kW ile R152a'da

gözlemlenmiştir. Dört farklı akışkan için ısıtma kapasitesi, kompresör gücü, COP ve ikinci yasa verimi değerleri, 0.5C oranında ve -40 °C evaporatör sıcaklığında, farklı akışkanlar için Şekil 4.32'de verilmiştir.

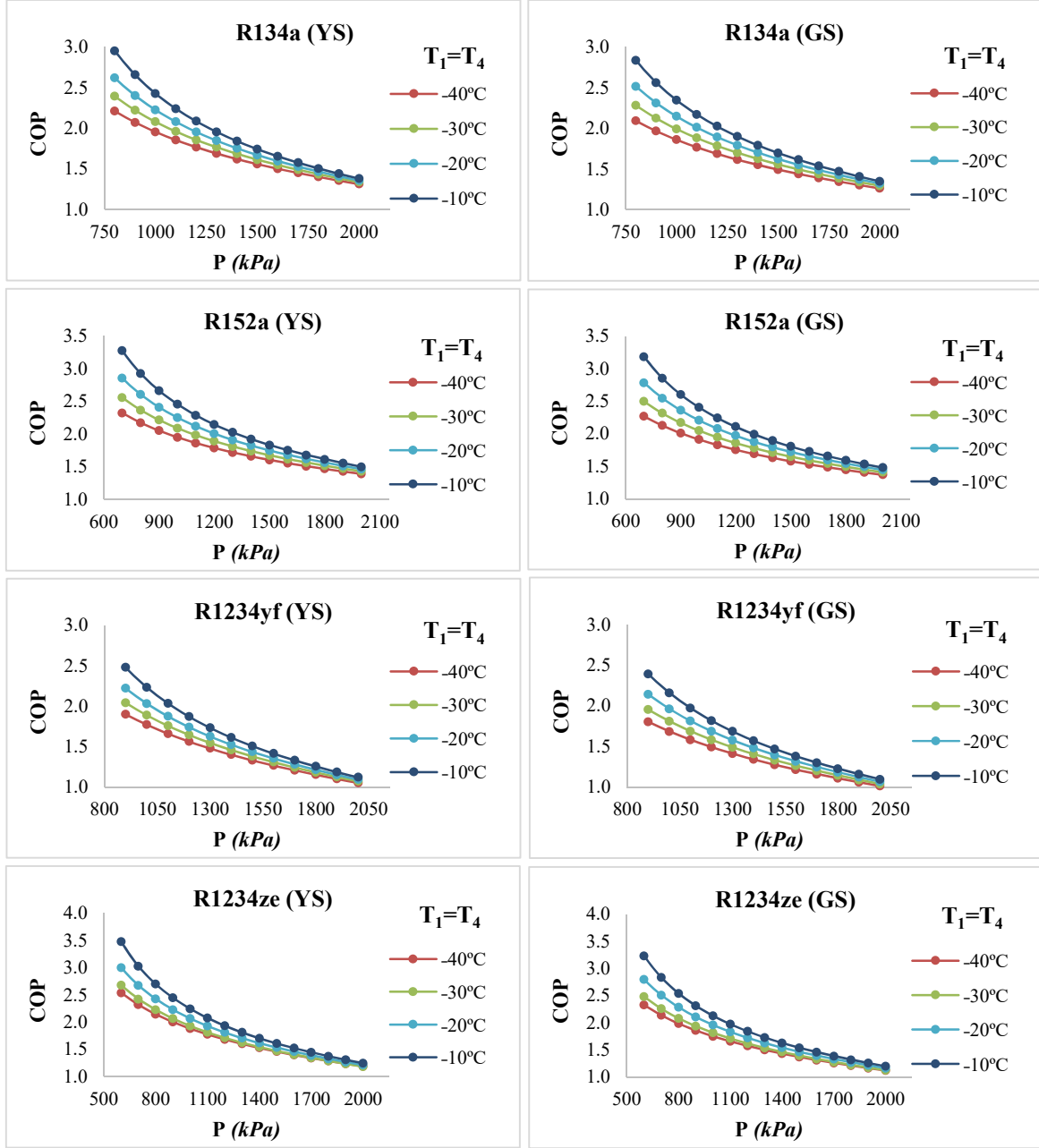


Şekil 4.32. 0.5C oranlarında farklı akışkanlar için ısıtma kapasitesi ve kompresör gücü değişimi.

Şekil 4.32'ye göre, R134a, R152a, R1234yf ve R1234ze soğutucu akışkanlarının termodinamik performansları, 0.5C oranında gerçekleştirilen analiz kapsamında çıkış basıncıyla ilişkili olarak incelenmiştir. Yapılan değerlendirmelere göre, tüm soğutucu akışkanların ısıtma kapasitesi çıkış basıncının artmasıyla birlikte azalma eğilimi göstermektedir. En yüksek ısıtma kapasitesi değeri 1.48 kW ile R152a akışkanında elde edilmiştir. Diğer akışkanlar için maksimum ısıtma kapasitesi değerleri sırasıyla R134a için 1.32 kW, R1234ze için 1.26 kW ve R1234yf için 1.17 kW olarak belirlenmiştir. Çıkış basıncı arttıkça, tüm akışkanlar için kompresör gücü de artış göstermiştir. Maksimum kompresör gücü R152a ile 0.816 kW olarak elde edilirken, diğer akışkanlarda bu değerler R1234yf için 0.792 kW, R134a için 0.778 kW ve R1234ze için 0.767 kW olarak hesaplanmıştır. Bu sonuçlar, R152a'nın yüksek ısıtma kapasitesine ulaşmak için daha fazla mekanik iş gerektirdiğini göstermektedir. Buna karşılık, R1234ze daha düşük ısıtma kapasitesi üretse de daha az enerji tüketimiyle çalışan düşük güçlü bir çevrim sunmaktadır. Dolayısıyla R152a yüksek ısıtma kapasitesiyle öne çıkarken, R1234ze daha düşük kompresör gücü sayesinde enerji verimliliği açısından avantaj sağlayan uygun bir seçenek olarak değerlendirilmektedir.

Tüm soğutucu akışkanlarda kondenser basıncının artmasıyla COP değerlerinde düşüş gözlemlenmiştir; bunun nedeni, çevrim ile ortam arasındaki sıcaklık farkının azalması sonucu meydana gelen tersinmezliklerin artmasıdır. Dört farklı soğutucu akışkan için kondenser basıncına bağlı olarak COP ve ikinci yasa verimindeki değişimler incelenmiştir. En yüksek COP değeri 600 kPa basınçta 2.549 olarak R1234ze için elde edilmiştir. Diğer akışkanlar için maksimum COP değerleri R152a'da 2.471, R134a'da 2.421 ve R1234yf'de 2.069 olarak belirlenmiştir. İkinci yasa verimi açısından ise en yüksek değer yine 600 kPa basınçta %57.14 ile R1234ze'de elde edilmiştir. Diğer akışkanlar için maksimum verimler sırasıyla R152a'da %56.57, R134a'da %52.91 ve R1234yf'de %50.59 olarak hesaplanmıştır. Bu sonuçlar, R1234ze'nin hem COP hem de ikinci yasa verimi açısından en yüksek performansı sağlayarak enerji verimliliği yönünden en avantajlı soğutucu akışkan olduğunu göstermektedir.

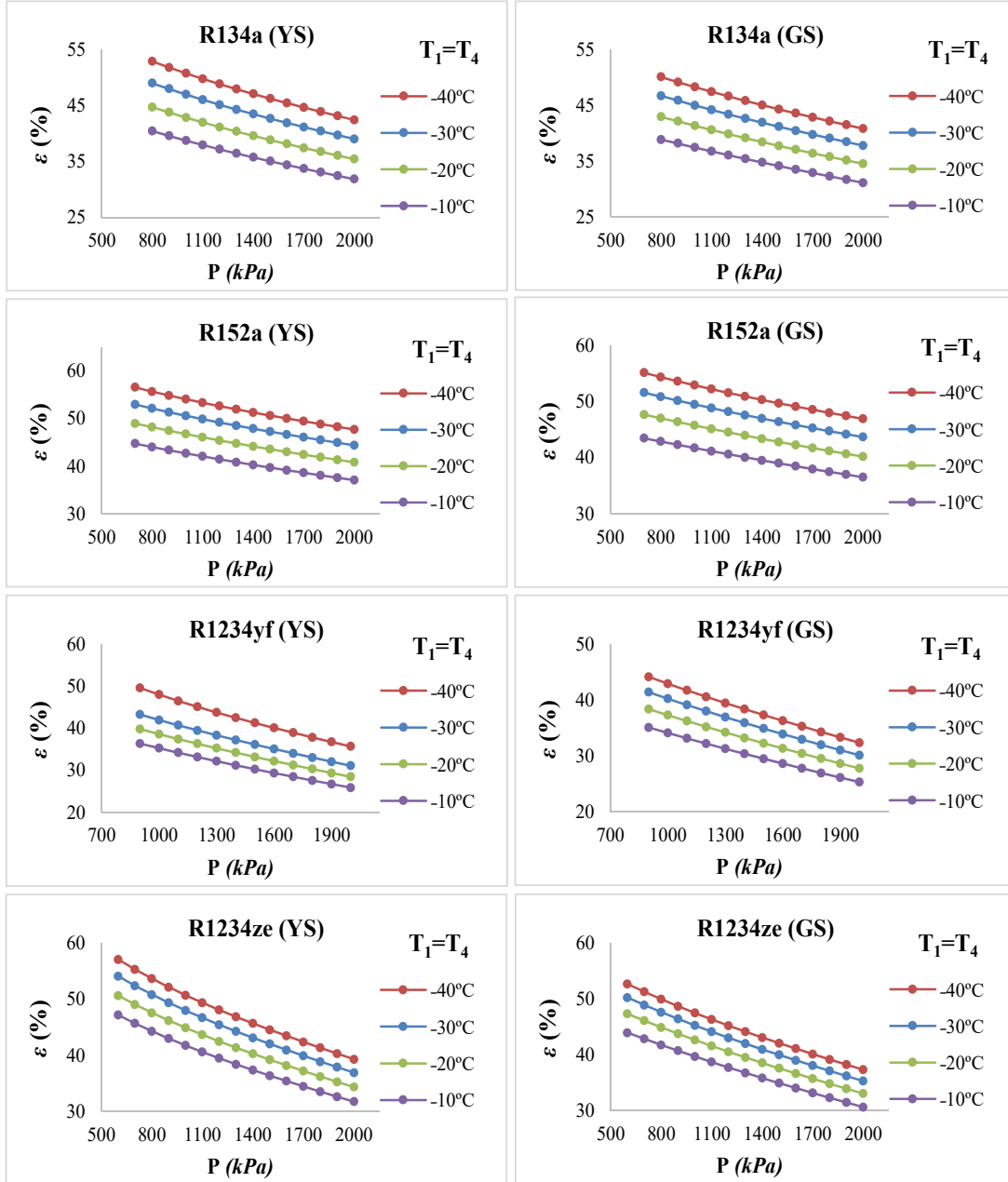
Dolayısıyla, R1234ze her iki performans kriterine göre de en verimli soğutucu akışkan olarak öne çıkmaktadır. Evaporasyon sıcaklığındaki değişime bağlı olarak elde edilen COP değerleri, dört farklı soğutucu akışkan için YS ve GS ile karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. COP değerlerindeki değişim Şekil 4.33'te verilmiştir.



Şekil 4.33. Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasına bağlı olarak soğutucu akışkanların COP değişimleri.

Evaporatör sıcaklığının sistem performansı üzerindeki etkilerini değerlendirmek amacıyla gerçekleştirilen analizlerde, dört farklı soğutucu akışkanın COP değerleri hem YS hem de GS yapıları için incelenmiştir. Evaporatör sıcaklıkları $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak sabitlenmiştir. YS sisteminde en yüksek COP değeri 3.472 ile R1234ze soğutucu akışkanında elde edilmiştir; bunu sırasıyla R152a (3.276), R134a (2.953) ve R1234yf (2.498) takip etmiştir. GS sisteminde ise aynı sırayla COP değerleri 3.233, 3.178, 2.834 ve 2.391 olarak kaydedilmiştir. Buna göre, YS sisteminin GS sistemine kıyasla sağladığı COP artışı R1234ze için %7.39, R152a için %3.93, R134a için %4.20 ve R1234yf için %4.47 olarak hesaplanmıştır.

Bu sonuçlar, tüm sistemlerde evaporatör sıcaklığı arttıkça COP değerlerinin yükseldiğini ve YS sisteminin tüm soğutucu akışkanlarda daha yüksek performans sağlayarak enerji verimliliğinde önemli bir iyileşme sunduğunu göstermektedir. Dört farklı soğutucu akışkan için YS ve GS sistemlerinde evaporatör sıcaklığına bağlı ikinci yasa verimindeki değişimler Şekil 4.34'te verilmiştir.

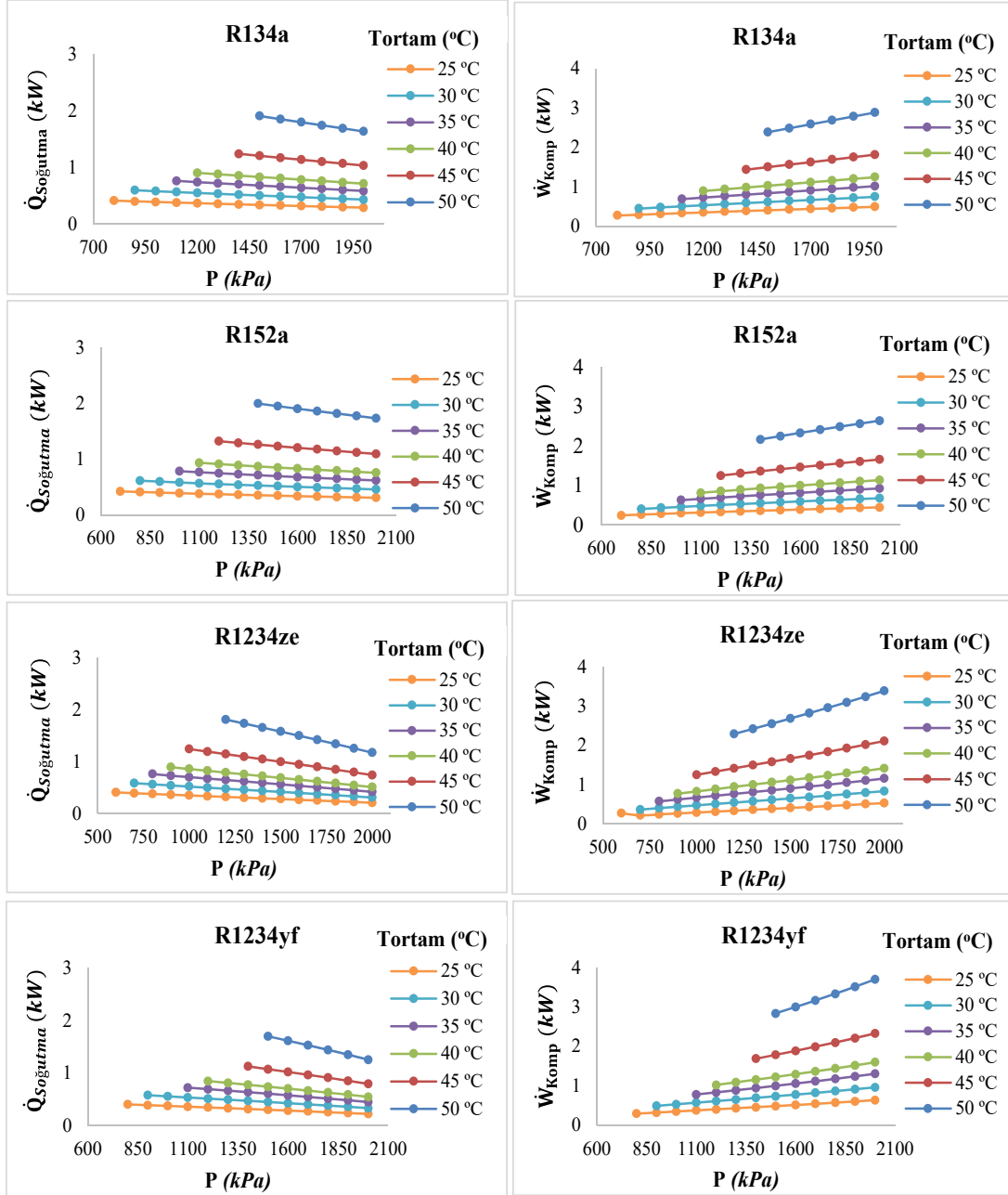


Şekil 4.34. Farklı buharlaşma sıcaklıklarında R134a, R152a, R1234yf ve R1234ze akışkanları için ikinci yasa verimliliğindeki değişimler.

Şekil 4.34'e göre, evaporasyon sıcaklıkları -40 °C, -30 °C, -20 °C ve -10 °C olarak değerlendirilmiştir. R134a, R152a, R1234yf ve R1234ze soğutucu akışkanlarının ikinci yasa

verimleri, farklı çıkış basınçları altında hem YS hem de GS çalışmaları için karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir. YS sisteminde, tüm soğutucu akışkanlar için evaporasyon sıcaklığının artmasıyla ikinci yasa veriminde belirgin bir azalma gözlemlenmiştir. Bu durum, çevrimdeki sıcaklık farkının artmasıyla birlikte termodinamik tersinmezliklerin artmasıyla açıklanmaktadır. En yüksek ikinci yasa verimi %57.14 ile R1234ze akışkanında elde edilmiştir. Bunu sırasıyla R152a (%56.57), R134a (%52.91) ve R1234yf (%49.59) takip etmiştir. Aynı koşullar altında GS sisteminde elde edilen maksimum ikinci yasa verimleri ise R1234yf için %45.13, R152a için %55.18, R1234ze için %52.64 ve R134a için %50.04 olarak hesaplanmıştır. YS sisteminin GS sistemine kıyasla sağladığı verim artışı R134a için %5.73, R152a için %2.59, R1234yf için %9.80 ve R1234ze için %8.54 olarak belirlenmiştir. Bu veriler, R1234ze akışkanının her iki sistemde de çevrim boyunca meydana gelen tersinmezlikleri en aza indirerek en yüksek ekserji verimine ulaştığını göstermektedir. Ayrıca, YS sisteminin tüm akışkanlar için GS sistemine kıyasla daha yüksek ikinci yasa verimleri sağlayarak termodinamik performansı önemli ölçüde iyileştirdiği de ortaya konmuştur.

Araç içi soğutma sistemi için gerçekleştirilen analizlerde, dört farklı soğutucu akışkanın çevrimi, evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıkları $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de sabit tutulacak şekilde incelenmiş; her bir akışkan için çıkış basınçları, termodinamik denge koşulları göz önünde bulundurularak 200 kPa ile 2000 kPa aralığında seçilmiştir. Akışkanların fiziksel özellikleri dikkate alınarak çevrimler, enerji akış yönü açısından termodinamiğin ikinci yasasına uygun biçimde tasarlanmıştır. Buna göre soğutma ısı yükleri ve kompresör güçleri hesaplanmış; her bir soğutucu akışkan için çevrimdeki soğutma kapasitesi, enerji tüketimi ve performans değişimleri bu parametrelere bağlı olarak değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçlar Şekil 4.35'te verilmiştir.

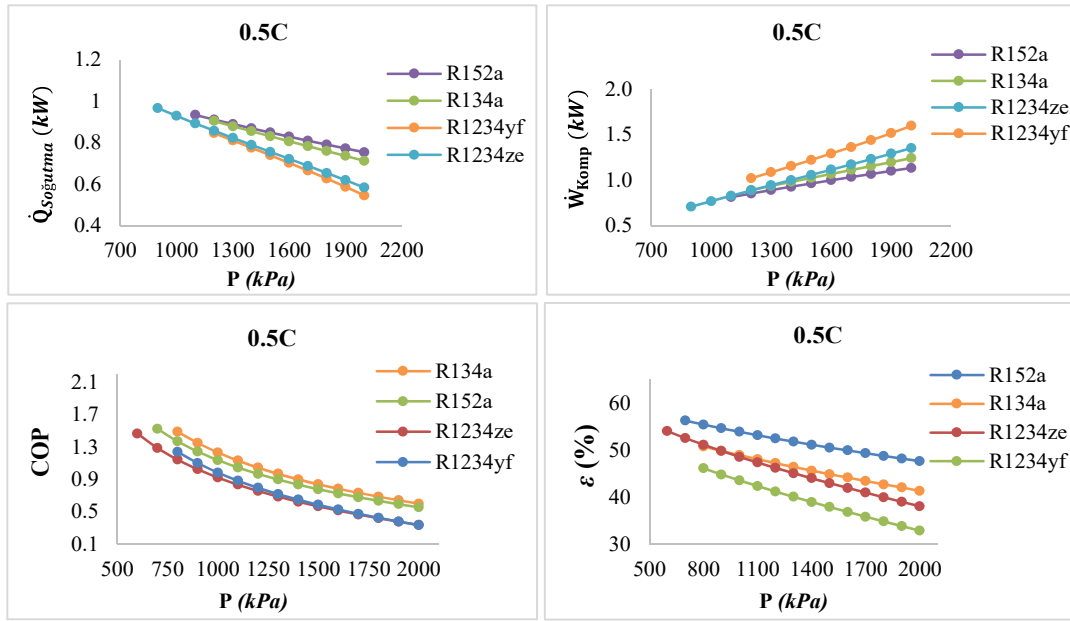


Şekil 4.35. Farklı soğutucu akışkanlar için 0.5C deşarj hızında soğutma kapasitesi ve kompresör gücü değişimleri.

Şekil 4.35'e göre, dört farklı soğutucu akışkan olan R134a, R152a, R1234ze ve R1234yf'in termodinamik performans değerleri, evaporatör sıcaklığının $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ olduğu ve farklı ortam sıcaklıklarının dikkate alındığı koşullarda verilmiştir. R152a, 1100 kPa ve $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ortam sıcaklığında maksimum 1.99 kW soğutma kapasitesine ulaşırken, aynı koşullarda R134a 1200 kPa'da 1.90 kW, R1234ze 1300 kPa'da 1.81 kW ve R1234yf 1350 kPa'da 1.69 kW soğutma kapasitesine ulaşmıştır. Kompresör güç değerleri incelendiğinde, $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ortam sıcaklığında R134a 2.783 kW, R152a 2.643 kW, R1234ze 3.384 kW ve R1234yf 3.691 kW değerlerine ulaşmıştır. Bu koşullarda R152a, en yüksek soğutma kapasitesine sahip olurken aynı zamanda

en düşük kompresör gücü gereksinimini göstermiştir. Diğer akışkanlarla karşılaştırıldığında, daha az enerjiyle daha fazla soğutma sağlayan R152a, bu koşullar altında daha verimli bir çalışma sergilemiştir.

Soğutma modunda, dört farklı soğutucu akışkanın termodinamik performans parametreleri, batarya sıcaklığının 40 °C’de sabit tutulduğu koşullarda analiz edilmiştir. Bu kapsamda, çıkış basıncına bağlı olarak soğutma kapasitesi, kompresör güç tüketimi, COP ve genel verim değerlerindeki değişimler Şekil 4.36’da verilmiştir.

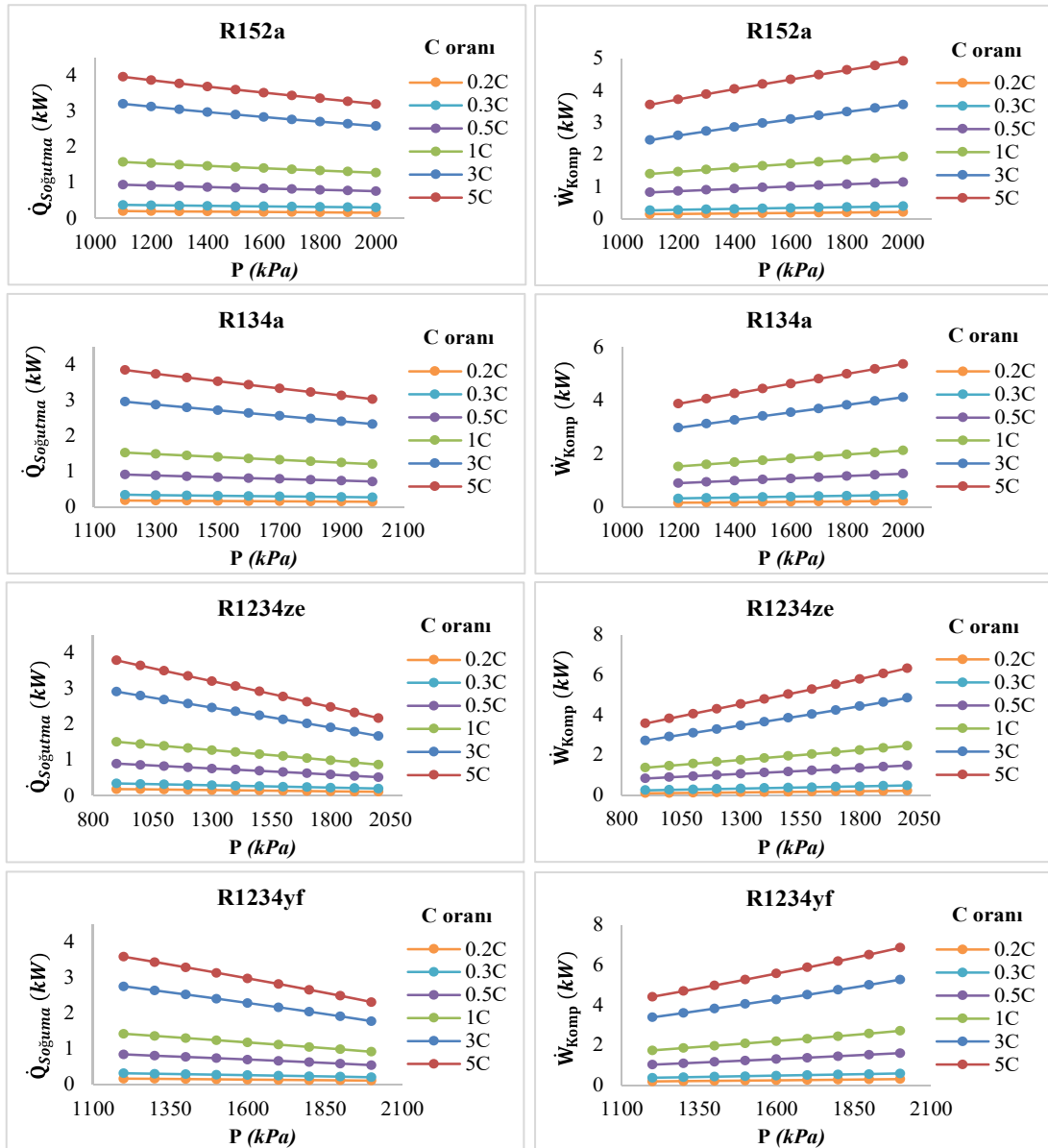


Şekil 4.36. Soğutma yükü, kompresör gücü, COP ve ekserji verimliliğinin değişimleri.

Şekil 4.36’ya göre, R134a, R152a, R1234yf ve R1234ze soğutucu akışkanlarının performansları, batarya sıcaklığının 40 °C’de sabit tutulduğu soğutma modunda incelenmiştir. Soğutma kapasitesi açısından, çıkış basıncının artmasıyla birlikte tüm soğutucu akışkanlarda belirgin bir azalma gözlemlenmiştir. Bu durum, kondenser yoğuşma sıcaklığındaki artışa bağlı olarak çevrimdeki sıcaklık farkının azalması ve dolayısıyla ısı transfer potansiyelinin düşmesiyle açıklanmaktadır. En yüksek soğutma kapasitesi yaklaşık 1.00 kW ile R152a ve R134a tarafından sağlanmış, bunu 0.92 kW ile R1234ze ve yaklaşık 0.60 kW ile R1234yf takip etmiştir. Kompresör gücü açısından değerlendirildiğinde, en yüksek değer 1.621 kW ile R1234yf’de elde edilmiştir; R1234ze 1.32 kW, R152a ve R134a ise sırasıyla 1.30–1.35 kW aralığında sonuçlar vermiştir. Bu sonuçlar, R1234ze’nin düşük enerji tüketimi avantajına sahip olduğunu, R152a ve R134a’nın ise daha yüksek soğutma kapasitesiyle öne çıktığını göstermektedir.

Tüm akışkanlarda COP değerleri çıkış basıncına bağlı olarak düşüş eğilimi göstermektedir. En yüksek COP değerleri sırasıyla R1234ze için 600 kPa'da 1.68, R152a için 700 kPa'da 1.62, R134a için 800 kPa'da 1.59 ve R1234yf için 800 kPa'da 1.39 olarak hesaplanmıştır. Ekserji verimi açısından ise R1234ze 600 kPa'da %58.30, R152a 700 kPa'da %56.28, R1234yf 800 kPa'da %46.12 ve R134a 800 kPa'da %51.76 değerlerine ulaşmıştır. Bu sonuçlar, aynı çevrim koşullarında kullanılan farklı soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerinden kaynaklanan performans farklılıklarını açıkça ortaya koymaktadır.

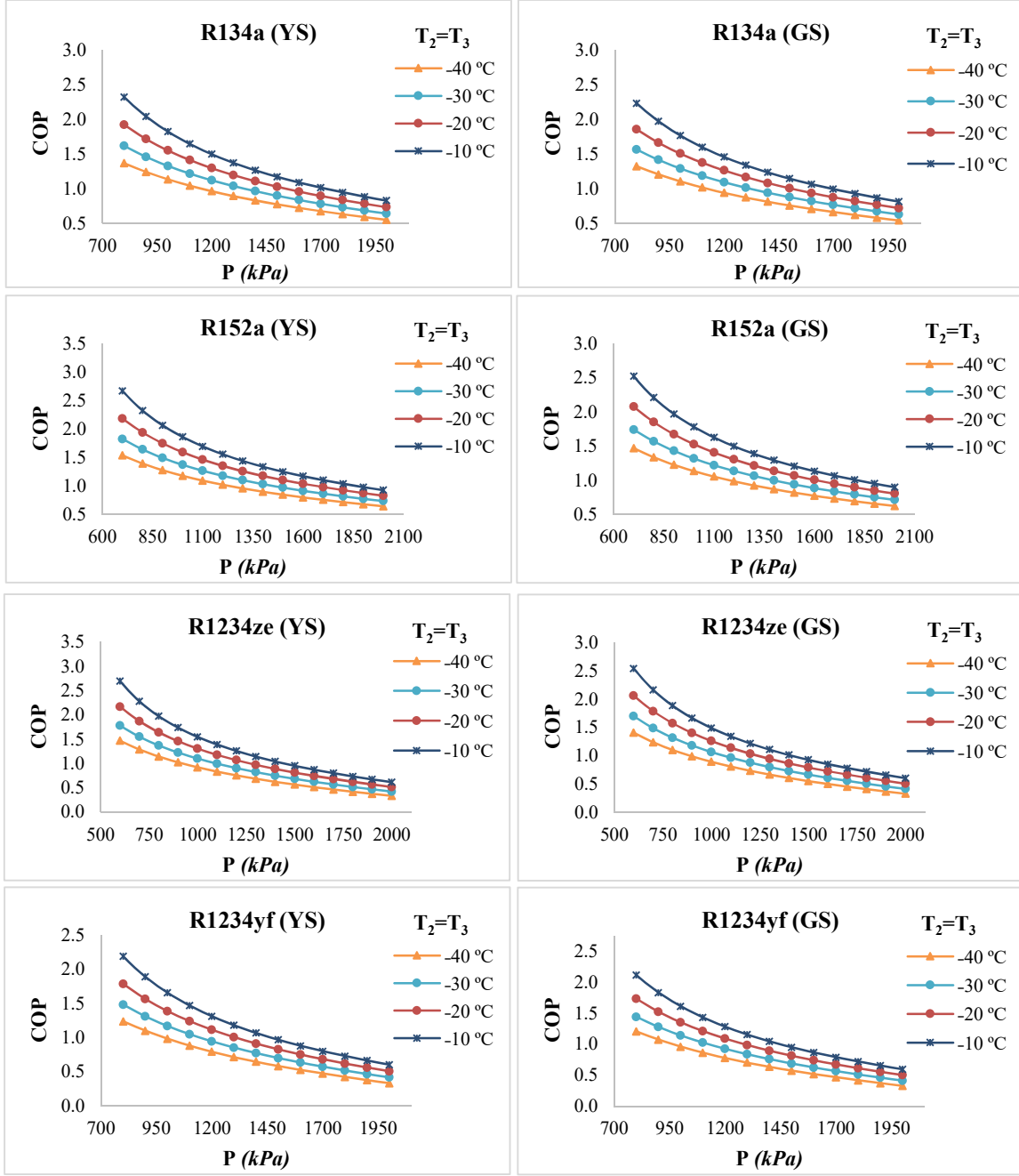
40 °C ortam sıcaklığı koşullarında, farklı C oranlarında çalışan dört farklı soğutucu akışkanın soğutma çevrimi içindeki termodinamik performansları incelenmiştir. Her bir akışkan için soğutma kapasitesi, kompresör gücü ve enerji verimliliği parametreleri değerlendirilmiş olup, elde edilen sonuçlar Şekil 4.37'de sunulmuştur.



Şekil 4.37. Farklı soğutucu akışkanlar için soğutma kapasitesi ve kompresör gücündeki değişimler.

Şekil 4.37'ye göre, R134a, R152a, R1234ze ve R1234yf olmak üzere dört farklı soğutucu akışkanın soğutma çevrimi performansları, farklı C oranları ve çıkış basınçlarında değerlendirilmiştir. Analiz sonuçlarına göre, tüm soğutucu akışkanlarda çıkış basıncı arttıkça soğutma kapasitesi azalma eğilimi gösterirken, kompresör gücü belirgin şekilde artmaktadır. Maksimum soğutma kapasitesi değerleri R152a için 3.96 kW, R134a için 3.83 kW, R1234ze için 3.78 kW ve R1234yf için 3.59 kW olarak elde edilmiştir. Kompresör gücü açısından en yüksek değerler sırasıyla R1234yf'de 6.88 kW, R1234ze'de 6.33 kW, R134a'da 5.31 kW ve R152a'da 4.91 kW olarak gözlemlenmiştir.

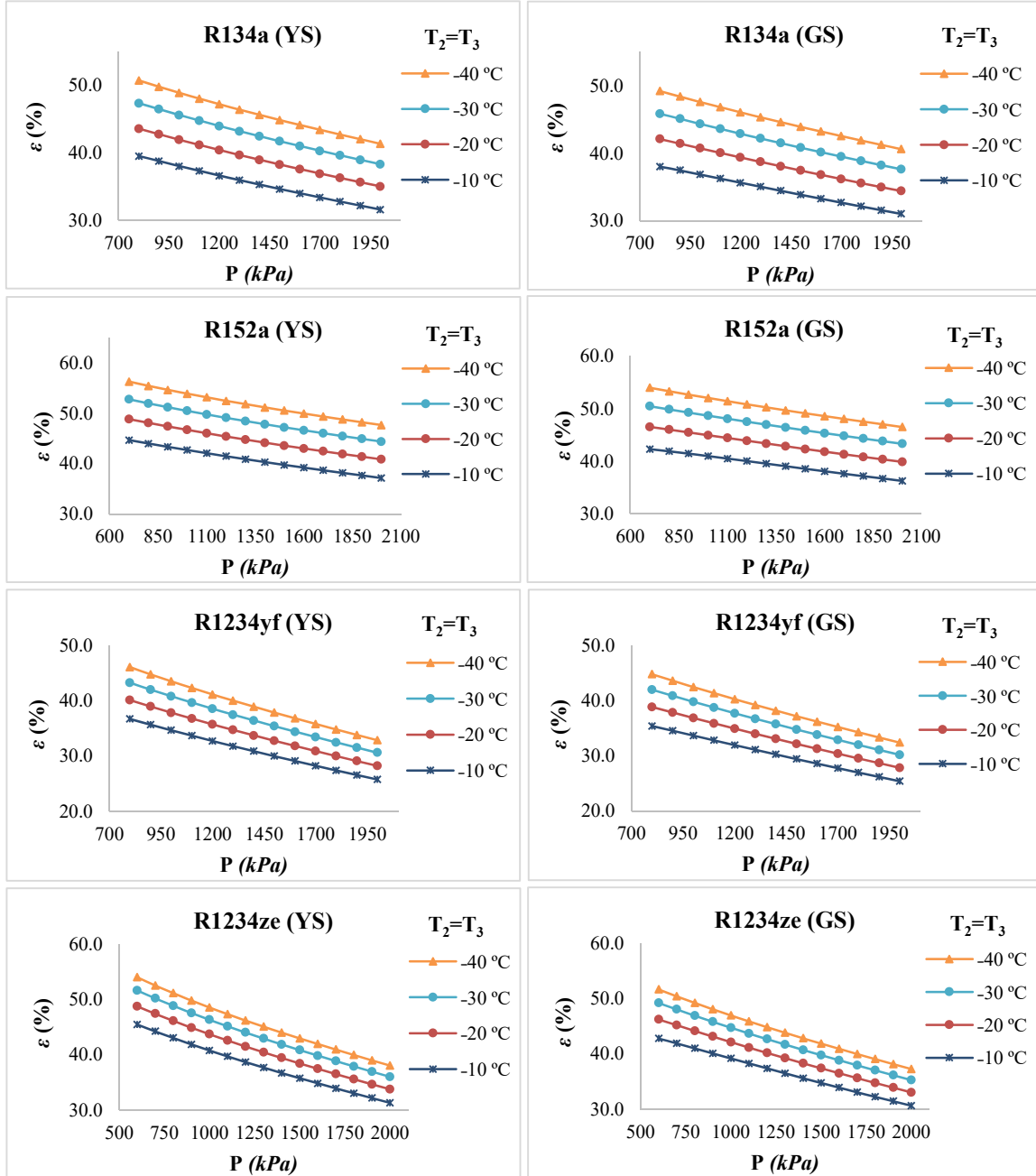
Evaporatör sıcaklıklarının sistem performansı üzerindeki etkisi de incelenmiştir. Bu kapsamda, dört farklı soğutucu akışkan için YS ve GS sistemlerinde COP değerleri, farklı evaporasyon sıcaklıkları ve basınç seviyelerinde değerlendirilmiştir. Evaporatör sıcaklığına bağlı performans değişimleri Şekil 4.38'de verilmiştir.



Şekil 4.38. Farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarında COP değerlerindeki değişimler.

Şekil 4.38'e göre, evaporatör sıcaklığı $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ olduğunda, YS sisteminde en yüksek COP değeri 2.69 ile R1234ze akışkanında elde edilmiştir. Bu değeri sırasıyla R152a için 2.66, R134a için 2.44 ve R1234yf için 2.19 takip etmektedir. GS ise aynı soğutucu akışkanlar için maksimum COP değerleri sırasıyla 2.54, 2.52, 2.23 ve 2.11 olarak belirlenmiştir. Bu kapsamda, YS sistemi GS sistemine kıyasla COP değerlerinde R1234ze için %6.32, R152a için %5.57, R134a için %4.03 ve R1234yf için %3.79 oranında artış sağlamıştır. Bu artışlar, yeni konseptin termodinamik performans üzerinde olumlu etkiler oluşturduğunu ve soğutma çevriminde daha verimli bir çalışma sağladığını göstermektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça COP değerleri hem

YS hem de GS sistemlerinde yükselmekte, ancak bu artış YS sisteminde daha belirgin şekilde gerçekleşmektedir. Bu sonuç, YS sisteminin özellikle daha yüksek evaporatör sıcaklıklarında termodinamik açıdan daha elverişli çalıştığını ve enerji verimliliğini artırdığını ortaya koymaktadır. Evaporatör sıcaklığındaki değişimin ekserji verimi üzerindeki etkisi Şekil 4.39'da verilmiştir.

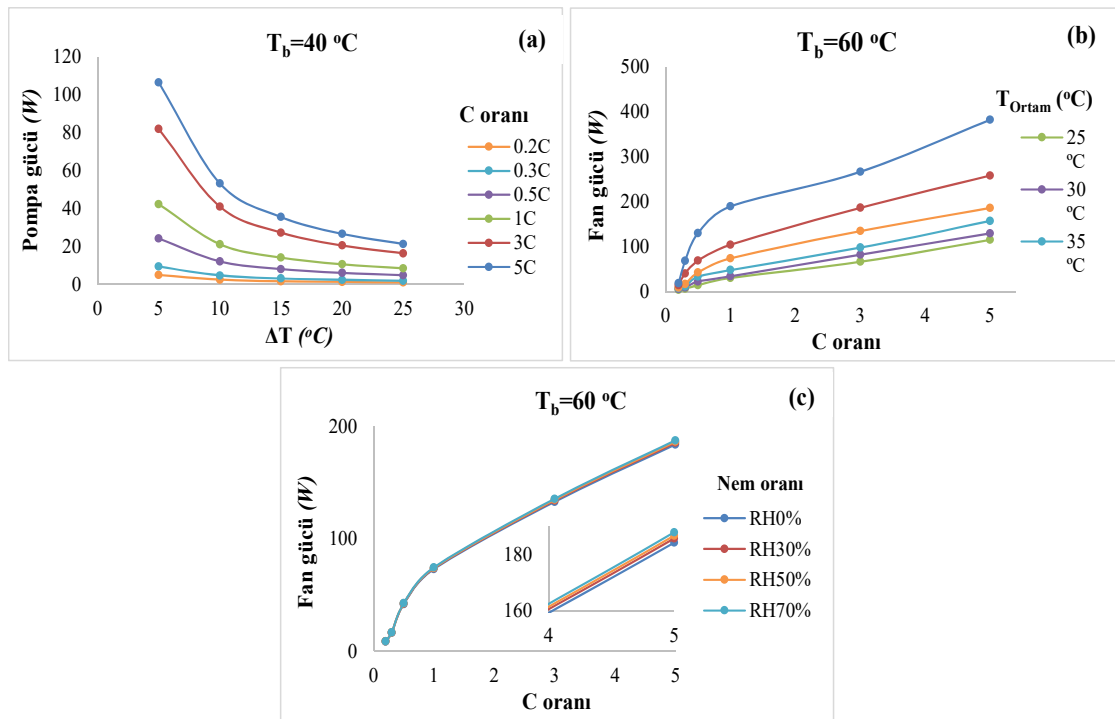


Şekil 4.39. Farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarında ekserji verimlilikleri.

Şekil 4.39'a göre, YS sisteminde ikinci yasa verimi açısından en yüksek değer %54.03 ile R1234ze akışkanında elde edilmiştir. Diğer akışkanlar için bu değerler R152a'da %56.28, R134a'da %50.76 ve R1234yf'de %46.12 olarak belirlenmiştir. Aynı koşullar altında, GS

sisteminde maksimum verimler sırasıyla R1234ze için %51.63, R152a için %54.44, R134a için %49.21 ve R1234yf için %44.70 olarak hesaplanmıştır. Buna göre, YS sisteminin GS sistemine göre ikinci yasa verimi açısından sağladığı avantaj R1234ze için %4.64, R152a için %4.22, R134a için %3.15 ve R1234yf için %3.16 olarak belirlenmiştir. Bu farklar, YS sisteminin özellikle R1234ze gibi yüksek potansiyele sahip akışkanlarla kullanıldığında ekserji açısından önemli bir avantaj sağladığını göstermektedir.

Sistem tasarımında yardımcı bileşenler olarak bir pompa ve bir fan bulunmaktadır. Pompa, batarya soğutma akışkanını FDM1'e yönlendirirken, fan bataryayı doğrudan hava ile soğutmaktadır. Bu bileşenlerin güç tüketimi değerleri Şekil 4.40'ta verilmiştir.



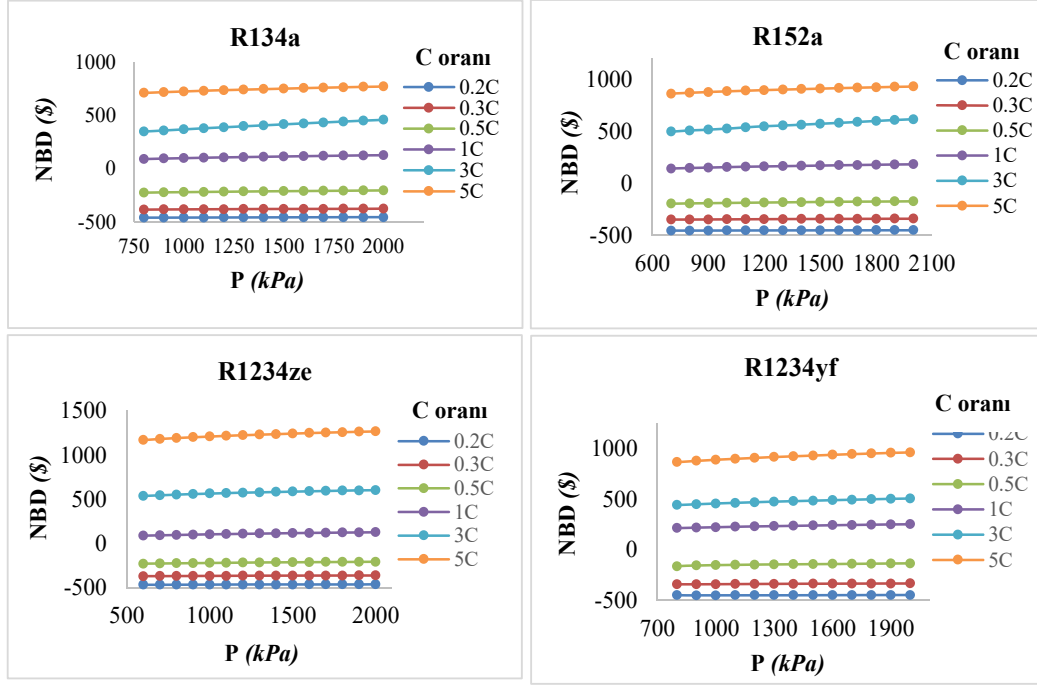
Şekil 4.40. (a) Pompa gücü; (b) Fan gücü (kuru hava); (c) Fan gücü (farklı nem seviyeleri).

Araç içi ısıtma koşullarında, batarya sıvı soğutması sırasında oluşan pompa güç gereksinimi, batarya ile soğutucu arasındaki sıcaklık farkı ve C oranı ile doğrudan ilişkilidir. Batarya sıcaklığının sabit tutulduğu ($T_b = 40 \text{ }^\circ\text{C}$) koşullarda yapılan analizler, sıcaklık farkı arttıkça tüm C oranlarında pompa gücünün azaldığını göstermektedir. 5C deşarj oranında pompa gücü $\Delta T = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ 'de yaklaşık 110 W iken, $\Delta T = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ 'ye ulaşıldığında 22 W seviyesine düşmektedir. Benzer şekilde, 3C oranında pompa gücü 70-18 W, 1C oranında 35-9 W, 0.5C oranında 20-5 W, 0.3C oranında 10-3 W ve 0.2C oranında yaklaşık 6-2 W aralığında değişmektedir. Bu sonuçlar, düşük sıcaklık farkı ile çalışmanın pompa gücünü önemli ölçüde

artırdığını, buna karşılık düşük C oranlarında sistemin daha düşük enerji tüketimiyle çalışabildiğini göstermektedir.

Şekil 4.40b'ye göre, farklı ortam sıcaklıklarında ($T_{amb} = 25-50 \text{ }^\circ\text{C}$) ve C oranlarında hesaplanan fan gücü değerleri, sabit batarya sıcaklığı ($T_b = 60 \text{ }^\circ\text{C}$) altında verilmiştir. Ortam sıcaklığı arttıkça hava giriş sıcaklığı yükselmekte ve bu durum, ısı yükünün hava ile taşınması için gereken sıcaklık farkını azaltmaktadır. Aynı ısı yükünün daha düşük ΔT ile taşınması, kütsel debi artışına neden olarak fan gücünde belirgin bir yükseliş oluşturmaktadır. C oranı ve ortam sıcaklığı arttıkça fan gücü de artmakta; yüksek ortam sıcaklıklarında ve yüksek C oranlarında fan gücü 300 W'ı aşmaktadır. Bu sonuçlar, hava soğutmanın ısıl performansının ortam koşullarına yüksek derecede bağlı olduğunu ve özellikle yüksek sıcaklıklarda sistemin enerji gereksinimini önemli ölçüde artırdığını ortaya koymaktadır.

Şekil 4.40c'ye göre, 40 $^\circ\text{C}$ ve 1 atm koşullarında, aynı hidrolik ve akış şartları altında fan gücü bağıl nem (RH) arttıkça hafif bir artış göstermektedir. Maksimum güç değerleri RH0%, RH30%, RH50% ve RH70% için sırasıyla 184.07 W, 185.55 W, 186.55 W ve 187.74 W; minimum güç değerleri ise 8.56 W, 8.63 W, 8.68 W ve 8.73 W olarak kaydedilmiştir. RH0% koşuluna göre fan gücündeki yüzdesel artışlar RH30'da %0.81, RH50'de %1.35 ve RH70'de yaklaşık %2 olarak belirlenmiştir. Literatürde yapılan çalışmalar, sabit ısı çıkışı (CH) varsayımı altında, 7 $^\circ\text{C}$ 'de bağıl nem artışıyla COP değerinde kuru yüzeye kıyasla yaklaşık %2.4'lük bir artış gözlemlendiğini belirtmektedir (Koopman vd., 2024). Farklı C oranı seviyelerinde ve çalışma basıncına bağlı olarak R134a, R152a, R1234ze ve R1234yf gibi dört farklı soğutucu akışkan için elde edilen net bugünkü değer (NBD) sonuçları Şekil 4.41'de verilmiştir.



Şekil 4.41. Farklı C oranlarında dört soğutucu akışkan için NPV değişimleri.

Şekil 4.41'e göre, farklı C oranlarında dört farklı soğutucu akışkan için elde edilen minimum ve maksimum net bugünkü değer (NPV, \$) sonuçları incelendiğinde, 0.2C oranında en düşük NPV değeri R1234ze için -468.24 \$, en yüksek değer ise R152a için -453.07 \$ olarak belirlenmiştir. 0.3C oranında NPV değerleri R152a için -351.40 ile -342.40 \$, R134a için -384.12 ile -376.19 \$, R1234ze için -371.47 ile -362.84 \$ ve R1234yf için -343.53 ile -330.99 \$ aralığında değişmektedir. 0.5C oranında R134a için minimum ve maksimum değerler -225.29 ile -204.94 \$, R152a için -198.58 ile -175.50 \$, R1234ze için -230.45 ile -208.29 \$ ve R1234yf için -165.00 ile -136.75 \$ olarak hesaplanmıştır.

1C oranında sistemin ekonomik performansında belirgin bir iyileşme gözlenmiştir. Bu seviyede NPV değerleri R134a için 90.23–125.48 \$, R152a için 139.08–179.44 \$, R1234ze için 86.23–124.97 \$ ve R1234yf için 211.66-260.00 \$ aralığında değişmektedir. 3C oranında NPV değerleri R134a için 347.98-457.50 \$, R152a için 493.51-642.12 \$, R1234ze için 535.69-601.32 \$ ve R1234yf için 662.75-727.69 \$ olarak elde edilmiştir. En yüksek deşarj oranı olan 5C'de, maksimum NBD ise R152a için 2000 kPa basınçta 926.42 \$ olarak belirlenmiştir. Aynı koşullarda bu değerler R134a için 770.54 \$, R1234yf için 959.77 \$ ve R1234ze için 1265.25 \$ olarak hesaplanmıştır.

Bu sonuçlar, tüm akışkanlar için C oranı arttıkça NBD'nin önemli ölçüde yükseldiğini göstermektedir. Düşük C oranlarında negatif ekonomik getiriler elde edilirken, yüksek C

oranlarında pozitif ekonomik sonuçlar elde edildiği açıkça görülmektedir. Bu analizde, YS sisteminin başlangıç yatırım maliyeti GS sistemine kıyasla 1525.71 USD daha fazla olarak hesaplanmıştır. Çalışmada elde edilen iskonto edilmiş geri ödeme süreleri (DPB) Tablo 4.6'da verilmiştir.

Tablo 4.6. Farklı C oranlarına göre iskontolu geri ödeme (DPB) süreleri

Soğutucular	DPB					
	0.2C	0.3C	0.5C	1C	3C	5C
R134a	8 ≤	8 ≤	8 ≤	5.64	4.63	4.02
R152a	8 ≤	8 ≤	8 ≤	5.18	4.39	3.87
R1234yf	8 ≤	8 ≤	8 ≤	5.61	4.27	3.26
R1234ze	8 ≤	8 ≤	8 ≤	5.08	4.50	3.69

Tablo 4.6'ya göre, 1C, 3C ve 5C oranları için iskonto edilmiş geri ödeme süreleri (DPB) 3.26 ile 5.64 yıl aralığında değişmektedir. 0.2C, 0.3C ve 0.5C oranlarında ise geri ödeme süreleri 8 yıldan büyük (≥ 8) olarak belirlenmiştir. Bu bulgu, 8 yıllık NBD değerlendirme periyodu ile tutarlıdır: $DPB < 8$ olan konfigürasyonlarda $NBD \geq 0$, $DPB \geq 8$ olanlarda ise $NBD < 0$ olarak elde edilmiştir. C oranı arttıkça geri kazanılabilir elektrik üretimi ve yıllık net gelir artmakta, buna karşılık DPB değeri azalmaktadır. Düşük C oranlarında (0.2C–0.5C) net gelir yetersiz kaldığından, NBD negatif olmakta ve DPB süreleri 8 yıl veya daha uzun olmaktadır. Bu eğilimler, tüm akışkanlar ve basınç aralıkları için düzenli ve tutarlı bir biçimde gözlemlenmiştir. Karşılaştırmalı sonuçlar Tablo 4.7'de verilmiştir.

Tablo 4.7. TEG tabanlı EV sistemleri için geri ödeme kıyaslamaları.

Referanslar	Sistem	Ekonomik yaklaşımlar	Geri ödeme	Açıklama
(Lou vd., 2025)	Otomotiv TEG (Farklı tip bataryalar)	-/ Pozitif NBD	$\approx 2-3$	Yapısal tasarımlar geri ödeme süresini kısaltır.
(Tian vd., 2020)	EV TMS+WHR (PTC vs.)	162-249€/yıl	4.57-6.77	PTC ısıtıcılara göre yıllık işletme tasarrufu.
(Lou vd., 2025)	Sıcaklık ATEG borusu	613,2 kWh / yıl, 85.8 \$/yıl	2.86	Gelişmiş ATEG mimarisi.
(Lou vd., 2025)	Geleneksel ATEG	423,4 kWh / yıl	1.83	Karşılaştırma için geleneksel yapı.
Bu çalışma	EV-FDM-TEG (YS), 1C-5C	94,5- 209,8 kWh / yıl 56,46\$-1\$ / yıl	3.26-5.64	FDM ile mevsimsel kararlılık, Ara eşanjör kayıpları yok, Modüler

				TEG düzeni, Araç boyutlarına uyumlu
Bu çalışma	EV-FDM-TEG (NC), 0.2C-0.5C	-/Yıllık net kazanç düşük	≥ 8	Daha düşük C oranlarında, geri ödeme süre daha uzundur.

Karşılaştırma sonuçları, referans çalışmalardaki yaklaşımlar ile tutarlı olduğu görülmektedir. Kaynak (Lou vd.,2025)'de yalnızca elektrik üretimine odaklanan ATEG tasarımlarında pozitif NBD ve yaklaşık 2-3 yıllık geri ödeme süreleri rapor edilmiştir. Benzer şekilde, (Tian vd., 2020) ve (Lou vd.,2025) numaralı çalışmalarda TEG çözümleri ağırlıklı olarak elektrik üretimine odaklanırken, bu çalışmada geliştirilen YS tasarımı, TEG ile FDM destekli bir ısı pompasını entegre ederek yalnızca elektriksel değil aynı zamanda ısıl fayda da sağlamış ve ara ısı eşanjörü kayıplarını ortadan kaldırmıştır.

Tablolara sunulan sonuçlar, 1C-5C senaryolarında $NBD \geq 0$ ve 3.26-5.64 yıl aralığında iskonto edilmiş geri ödeme süreleri (DPB) elde edildiğini göstermektedir. Bu durum, (Tian vd., 2020) EV-TMS+WHR sistemleri için bildirilen 4.57-6.77 yıllık geri ödeme süreleriyle karşılaştırıldığında rekabetçi (bazı durumlarda daha kısa) bir geri dönüş süresi sağladığımızı ortaya koymaktadır. Başka bir çalışmada, ısı borulu ATEG sisteminin geri ödeme süresi 2.86 yıl, konvansiyonel ATEG sisteminin ise 1.83 yıl olarak rapor edilmiştir.

Modüler TEG yerleşimi, farklı araç boyutlarına uyum ve ölçeklenebilirlik sağlarken, FDM kullanımı mevsimsel kararlılığı artırmaktadır. C oranı yükseldikçe geri kazanılabilir elektrik üretimi ve yıllık net nakit akışı artmakta; bunun sonucunda iskonto edilmiş geri ödeme süresi kısalmaktadır (düşük C oranlarında net kazanç sınırlı olduğundan geri ödeme süresi uzamaktadır). Bu durumun temel nedeni, C oranı arttıkça bataryadan açığa çıkan atık ısının artması ve FDM-TEG sisteminin daha fazla geri kazanılabilir enerji ile çalışmasıdır.

Maksimum COP, ekserji verimi ve NBD dikkate alındığında, optimum tasarım noktası 600 kPa kompresör çıkış basıncında elde edilmiştir. Bu çalışmada, R1234ze soğutucu akışkanı için optimum sistem parametreleri bu koşullarda belirlenmiş olup, optimum sistemin termodinamik özellikleri Tablo 4.8'de, enerji ve ekserji analiz sonuçları ise Tablo 4.9'da sunulmuştur.

Tablo 4.8. R1234ze için optimum tasarımın termodinamik özellikleri.

Nokta	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (kPa)	\dot{E} (kW)	\dot{E}_x (kW)
1	0.0071	-40	62.37	1.291	0.3529
2	0.0071	57.70	800	1.748	0.7420

3	0.0071	41.58	800	0.4759	0.4419
4	0.0071	-40	62.37	0.4759	0.3529
5	0.074	35	351.325	0.8468	0.0732
6	0.074	15	101.325	1.9738	0.1799
7	0.0088	47.40	800	2.1597	0.9466
8	0.0134	31.26	800	0,5878	0.5458
9	0.0355	-40	101.325	1.4285	0.2968
10	0.0355	30	101.325	1.0703	0.0474

Tablo 4.9. R1234ze için Enerji ve Ekserji analiz sonuçları.

Bileşen	\dot{Q} (kW)	\dot{W} (kW)	$\dot{E}x_Q$ (kW)	$\dot{E}x_W$ (kW)	$\dot{E}x_d$ (kW)	η (%)	ε (%)	COP
Evaporatör	0.8156	-	0.2448	-	0.2448	-	59.44	
Kompresör	-	0.477	0,348	0.477	0.260	89.26	42.61	
Kondenser	1.272	-	-	-	0.6234	-	69.06	
Pompa	0.0012	0.00484	0.00317	0.00484	0.00007	70	77.07	
Fan	0.0014	0.0422	0.0002	0.0422	0.041	55	10.99	
Genel sistem							57.14	2.42

R1234ze soğutucu akışkanının enerji ve ekserji analizine göre, sistemdeki en yüksek ekserji yıkımı 0.260 kW ile kompresörde gerçekleşmiş olup, bu bileşen aynı zamanda %89.26 ile en yüksek verime ulaşmıştır. Evaporatör, 0.8156 kW'lık ısı transferi ve 0.2448 kW'lık ekserji yıkımı ile sistemin ısı uzaklaştırma kapasitesini belirlemiştir. Kondenser ise 1.272 kW'lık ısı transferine karşılık 0.6234 kW ekserji yıkımı oluşturmuştur. Yardımcı elemanlar arasında yer alan pompa ve fan sırasıyla %70 ve %55 ekserji verimiyle çalışmış, fanın ekserji yıkımı 0.041 kW olarak hesaplanmıştır. Sistemin genel performansında COP değeri 2.42, ekserji verimi ise %57.14 olarak elde edilmiştir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Geleneksel sistemlerde batarya atık ısısının çoğu doğrudan çevreye atılmakta ve bu durum hem enerji verimliliğini hem de sistem sürdürülebilirliğini sınırlamaktadır. Bu çalışmada, iki fazlı akışkan kullanılarak bataryada açığa çıkan atık ısının soğutma etkinliğinin incelenmesini, daha sonra iki farklı metot kullanılarak bu atık ısının bataryanın doğrudan evaporatör olarak kullanıldığı HPAC tabanlı ısıtma tasarımının değerlendirilmesi ve son olarak TEG ile FDM destekli araç içi ısıtma-soğutmanın bütünleşik biçimde değerlendirilmesini kapsamaktadır. Bu yaklaşımlar, atık ısının etkin şekilde kullanılmasıyla hem batarya sıcaklık kontrolünün optimize edilebileceğini hem de sistemin genel enerji verimliliğinin geleneksel sistemlere kıyasla belirgin iyileşmeler sağladığını göstermektedir.

İlk olarak, elektrikli araçlarda kullanılan lityum-iyon bataryalar için bir ısı yönetim sistemi analiz edilmiştir. Bu kapsamda, 135 kW gücünde bir elektrikli araç için 360 modülden oluşan bir batarya sistemi önerilmiştir. Çalışmada, batarya modüllerinden ortaya çıkan atık ısının termoelektrik üniteler ve iklimlendirme sistemleri gibi yardımcı sistemlerde değerlendirilmesi amaçlanmıştır. Bu nedenle, daha yüksek ısı transfer katsayısına sahip olan kaynama ısı transfer mekanizmasından yararlanmak amacıyla, iki fazlı akış kullanılmıştır. ANSYS yazılımı kullanılarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) analizi ile gerçekleştirilmiştir. Termal yönetim sürecinde, yardımcı kullanım potansiyeli göz önünde bulundurularak soğutucu akışkan olarak R600a tercih edilmiştir. Elde edilen ısı transfer katsayılarının 1.10-5.49 kW/m²K aralığında olduğu belirlenmiş ve bu değerlerin geleneksel hava soğutmalı sistemlerden daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Soğutulmuş modül sıcaklığı 290.93 K ile 317.31 K arasında kaydedilmiş, soğutmasız sistemde ise sıcaklık 332.57 K olarak ölçülmüştür. İkincil kullanım amacıyla, 0.2760-0.6559 kg/s aralığında soğutucu kütle debisi elde edilmiştir. Soğutucu sıcaklığı ise 283 K ile 313 K arasında değişmiştir. Bu sonuçlar, iki fazlı akışkan ile batarya termal yönetim yaklaşımının, elektrikli araçlardaki termoelektrik ünite ve ısı pompası (ısıtma modu) gibi ikincil sistemlerde kullanım açısından faydalı olduğunu göstermektedir. Çift fazlı soğutucu akışkan kullanımının en önemli dezavantajı, yanma riski olarak değerlendirilmiştir. Ancak batarya modüllerinin çalışma koşulları makul sınırlar içinde kalmaktadır. Ayrıca, kullanılabilir soğutucuların uygunluğu bu noktada dikkate alınmalıdır. İkincil çevrimlerin ise elde edilen sonuçlar doğrultusunda dikkatli bir şekilde tasarlanması ve optimize edilmesi gerekmektedir.

Bu doğrultuda, elektrikli bir aracın (EV) batarya sisteminden kaynaklanan atık ısıyı kullanan yeni bir ısı pompalı iklimlendirme (HPAC) konsepti önerilmiştir. Bu yeni sistem (YS), batarya sistemini doğrudan HPAC'ın evaporatörü olarak kullanmaktadır. Böylece araç kabini ısıtılırken batarya sistemi aynı anda soğutulmaktadır. Batarya sisteminin doğrudan evaporatör olarak kullanılması, sıcaklık seviyelerini artırarak HPAC sisteminin verimini yükseltmektedir. Ayrıca sistem, ilave bir evaporatör gerektirmediği için ekonomik açıdan da daha avantajlıdır. İki fazlı akış koşulları, daha yüksek ısı transfer katsayılarına ulaşmak amacıyla parametrik olarak değerlendirilmiştir. Dört farklı soğutucu akışkan ile (R1234yf, R152a, R134a ve R1234ze), farklı evaporatör (batarya) çıkış kurulum derecelerinde ve farklı giriş sıcaklıklarında termodinamik analizler gerçekleştirilmiştir.

Elde edilen temel sonuçlar şu şekildedir:

- Tüm soğutucu akışkanlar için uzun süreli sürüş koşulları dikkate alındığında, optimum kuruluk oranı 0.2C-0.3C için 0.7 olarak belirlenmiştir.

- Tüm akışkanlar için optimum evaporatör (batarya) giriş sıcaklığı 25 °C olarak tespit edilmiştir.

- Optimum koşullarda R1234yf için COP, ekserji verimi (ϵ) ve NPV değerleri sırasıyla 2.12, %62.11 ve 558.08 \$ olarak hesaplanmıştır.

- R152a için bu değerler sırasıyla 1.95, %57.95 ve 610.63 \$ olmuştur.

- R134a için 2.06, %60.65 ve 524.92 \$.

- R1234ze için ise 2.09, %61.10 ve 497.85 \$ olarak elde edilmiştir.

Çevresel açıdan, kömür bazlı enerji durumunda önlenen emisyonlar 58.11 kg CO₂, 1.1689 kg CO, 0.9315 kg NO_x ve 0.09172 kg SO_x olarak belirlenmiştir. Benzin için bu değerler 22.93 kg CO₂, 0.4934 kg CO ve 0.1919 kg NO_x; LPG için 16.53 kg CO₂, 0.2800 kg CO ve 0.0980 kg NO_x; doğal gaz için ise 6.60 kg CO₂, 0.0812 kg CO ve 0.1145 kg NO_x olarak hesaplanmıştır. Bu çalışmada, dört farklı akışkanın termodinamik (COP, ekserji verimi), ekonomik (NPV) ve çevresel (GWP/CO₂ azaltımı) performansları birlikte değerlendirilmiştir. Bulgular, tüm giriş sıcaklıklarında R1234yf ve R1234ze'nin COP açısından öne çıktığını göstermektedir. Ayrıca, çok düşük GWP değeri ve otomotiv uygulamalarında yaygın kullanımı nedeniyle R1234yf, önerilen sistem için birincil tercih olarak önerilmektedir. R1234ze ise benzer COP değerleri ve düşük GWP'si ile diğer uygun bir seçenektir. R152a, performans açısından rekabetçi olsa da A2 sınıfı yanıcılığı nedeniyle daha sıkı güvenlik önlemleri gerektirmektedir. R134a ise yüksek GWP'si nedeniyle yalnızca karşılaştırma amacıyla değerlendirilmiştir.

Bir diğer tasarımda ise, elektrikli araçlarda bataryadan kaynaklanan atık ısının geri kazanımı için FDM ve TEG teknolojilerini entegre eden iki farklı sistem tasarlanmıştır. Bu sistemlerin mevsimsel koşullar altındaki enerji, ekserji ve ekonomik performansları ayrıntılı olarak incelenmiştir. Kış koşullarında, bataryanın 40 °C sabit sıcaklıkta tutulduğu su ile gerçekleştirilen termal yönetim sistemi üzerinden oluşan atık ısı TEG1 birimine aktarılmış; soğutma çevriminden çıkan kondenser atık ısısı ise TEG2 üzerinden geri kazanılmıştır. Bu bağlamda, 5C oranında TEG1; R134a ile 102 W, R152a ile 97.2 W, R1234yf ile 100.5 W ve R1234ze ile 98.1 W elektrik üretmiştir. Aynı koşullar altında, TEG2 sırasıyla 47.2 W, 45.3 W, 46.1 W ve 45.8 W üretim gerçekleştirmiştir. Böylece, kış modunda toplam TEG'den elektrik

üretimi R134a için 149.2 W, R152a için 142.5 W, R1234yf için 146.6 W ve R1234ze için 143.9 W seviyesine ulaşmıştır. Yaz koşullarında ise batarya ortam havası ile soğutulmuş, sıcaklığı 60 °C'ye kadar yükselmiş ve bu yüksek sıcaklıktan kaynaklanan atık ısı yalnızca TEG2 aracılığıyla geri kazanılmıştır. Bu durumda TEG2'den, R134a ile 38.9 W, R152a ile 36.5 W, R1234yf ile 37.6 W ve R1234ze ile 36.9 W elektrik üretmiştir.

Sistem performansı incelendiğinde, ısıtma modunda evaporatör sıcaklığının -10 °C olduğu koşullarda en yüksek COP değeri 3.472 ile R1234ze akışkanında elde edilmiştir. Aynı zamanda, 5C oranında en yüksek kompresör gücü 3.718 kW ile R152a, en düşük kompresör gücü ise 2.205 kW ile R1234ze akışkanında gözlemlenmiştir. Isıtma sisteminde en yüksek ekserji verimi %57.14 ile R1234ze, en düşük ise %31.84 ile R134a için elde edilmiştir. Soğutma sisteminde, 5C oranında en yüksek COP değeri 2.95 ile R1234ze, en düşük COP değeri ise 0.89 ile R1234yf akışkanında belirlenmiştir. En yüksek ekserji verimi %58.30 ile R1234ze, en düşük ekserji verimi ise %25.76 ile R1234yf için elde edilmiştir. Kompresör gücü açısından en yüksek değer 6.88 kW ile R1234yf, en düşük değer 4.91 kW ile R152a olmuştur. Ekonomik analiz sonuçları da yüksek C oranlarında tüm akışkanlar için pozitif NBD elde edildiğini göstermektedir. 5C oranında, maksimum NBD R1234yf için 959.77 \$, R134a için 770.51 \$, R152a için 962.42 \$ ve R1234ze için 1265.25 \$ olarak hesaplanmıştır. Bu bulgular, entegre edilen FDM-TEG geri kazanım sistemlerinin elektrikli araçlarda enerji verimliliği ve ekonomik sürdürülebilirlik açısından uygulanabilir olduğunu göstermektedir. Çalışmada hesaplanan iskonto edilmiş geri ödeme süreleri (DPB) 3.26-5.64 yıl aralığındadır.

Gelecekte, geliştirilen FDM-TEG-HPAC tabanlı entegre ısı yönetim sisteminin tam ölçekli bir batarya paketi üzerinde, dinamik sürüş döngülerinde deneysel olarak doğrulanması ve analizlerinin yapılması önerilir. Değişken ortam koşullarında (-20...50 °C) kendini optimize eden hibrit stratejileri içeren akıllı kontrol algoritmaları geliştirilerek, geri kazanılan enerjinin batarya yeniden şarjında kullanımı değerlendirilmelidir. Düşük GWP'li doğal akışkanların termodinamik/çevresel performansı ile uzun dönem ekonomik analizleri genişletilmelidir. Farklı pil kimyasına sahip yüksek enerji yoğunluğuna sahip değişik pil tasarımları yapılabilir. Son olarak, araç entegrasyonunu kolaylaştıracak kompakt, modüler ısı değiştirici-TEG birimleri tasarlanarak ticarileşme potansiyeli araştırılmalıdır.

KAYNAKÇA

- Ahn, J. H., Kang, H., Lee, H. S., Jung, H. W., Baek, C., & Kim, Y. (2014). Heating performance characteristics of a dual source heat pump using air and waste heat in electric vehicles. *Applied Energy*, 119, 1-9.
- Ali, H., Wang, Z., Alani, W. K., Zheng, J., & Fayad, M. A. (2023). A novel experimental design for free energy from a heat-gaining panel using multi-thermoelectric generators (TEGs). *Case Studies in Thermal Engineering*, 50, 103431.
- Alipour, M., Esen, E., Varzeghani, A. R., & Kizilel, R. (2020). Performance of high capacity Li-ion pouch cells over wide range of operating temperatures and discharge rates. *Journal of Electroanalytical Chemistry*, 860, 113903.
- Allu, S., Kalnaus, S., Elwasif, W., Simunovic, S., & Turner, J. A. (2014). A new open computational framework for highly-resolved coupled three-dimensional multiphysics simulations of Li-ion cells, *Journal of Power Sources*, 246, 876-886.
- Altiokka, A. B. G., & Arslan, O. (2023). Design and optimization of absorption cooling system operating under low solar radiation for residential use. *Journal of Building Engineering*, 73, 106697.
- Altiokka, A. B. G., & Arslan, O. (2024). Performance analysis of residential hybrid cooling and heating system operating under low solar radiation. *Process Safety and Environmental Protection*, 189, 246-266.
- Al-Janabi, A., Alsalmi, O., & Alsubhi, E. (2023). Thermoelectric generators as a heat recovery system for exhaust gases of vehicles driving at low speeds. *Engineering and Technology Journal*, 41(1), 185-195.
- Al-Zareer, M., Dincer, I., & Rosen, M. A. (2018). Heat and mass transfer modeling and assessment of a new battery cooling system. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126, 765-778.
- Aosaf, M. R., Wang, Y., & Du, K. (2022). Comparison of the emission factors of air pollutants from gasoline, CNG, LPG and diesel fueled vehicles at idle speed. *Environmental Pollution*, 305, 119296.
- Araç Bakım Maliyeti (Elektrikli Araç). (2024). Elektrikli araç bakım maliyeti. [Erişim: 21.10.2024, <https://www.aaa.com/autorepair/articles/true-cost-of-ev>].
- Arora, S., & Kapoor, A. (2019). Experimental study of heat generation rate during discharge of LiFePO₄ pouch cells of different nominal capacities and thickness. *Batteries*, 5(4), 70.
- Arslan, O., Acikkalp, E., & Genc, G. (2022). A multi-generation system for hydrogen production through the high-temperature solid oxide electrolyzer integrated to 150 MW coal-fired steam boiler. *Fuel*, 315, 123201.
- Arslan, O., Arslan, A. E., & Kurtbas, I. (2023a). Exergoeconomic and exergoenvironmental based multi-criteria optimization of a new geothermal district heating system integrated with thermal energy storage driven heat pump. *Journal of Building Engineering*, 73, 106733.
- Arslan, O., Arslan, A. E., & Boukelia, T. E. (2023b). Modelling and optimization of domestic thermal energy storage based heat pump system for geothermal district heating. *Energy and Buildings*, 282, 112792.

- Arslan, O., & Erbas, O. (2021). Investigation on the improvement of the combustion process through hybrid dewatering and air pre-heating process: A case study for a 150 MW coal-fired boiler. *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, 121, 229-240.
- Arslan, O., Kose, R., & Ceylan, N. (2010). Experimental analysis of consumption and exhaust emissions of gasoline and LPG in car engines under cold climatic conditions. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 33(3), 244-253.
- Arslan, O., Özgür, M. A., & Köse, R. (2012). Electricity generation ability of the Simav geothermal field: A technoeconomic approach. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 34, 1130-1144.
- Asef, A., Chitsaz, I., & Madani, N. (2022). Modeling and total cost optimization of battery thermal management system in a hybrid electric vehicle. *Journal of Energy Storage*, 52, 104844.
- Baghdadi, I., Briat, O., Delétage, J.-Y., Gyan, P., & Vinassa, J.-M. (2016). Lithium battery aging model based on Dakin's degradation approach. *Journal of Power Sources*, 325, 273-285.
- Babapoor, A., Azizi, M., & Karimi, G. (2015). Thermal management of a Li-ion battery using carbon fiber-PCM composites. *Applied Thermal Engineering*, 82, 281-290.
- Banu, P. A., Dhanapal, B., Pillai, T. M., Chellappa, B., & Sathyamurthy, R. (2022). Thermodynamic and hydraulic design characteristics of the fin tube heat exchanger. *Materials Today: Proceedings*, 62, 2380-2387.
- Barbera, E. E., Mio, A., Pavan, A. M., Bertucco, A., & Fermeglia, M. (2022). Fuelling power plants by natural gas: An analysis of energy efficiency, economical aspects and environmental footprint based on detailed process simulation of the whole carbon capture and storage system. *Energy Conversion and Management*, 252, 115072.
- Bhakta, S., & Kundu, B. (2024). A review of thermoelectric generators in automobile waste heat recovery systems for improving energy utilization. *Energies*, 17(5), 1016.
- Bandhauer, T. M., Garimella, S., & Fuller, T. F. (2014). Temperature-dependent electrochemical heat generation in a commercial lithium-ion battery. *Journal of Power Sources*, 247, 618-628.
- Basu, R. S., & Wilson, D. P. (1989). Thermophysical properties of 1,1,1,2-tetrafluoroethane (R-134a). *International Journal of Thermophysics*, 10, 591-603.
- Bellair, R. J., & Hood, L. (2019). Comprehensive evaluation of the flammability and ignitability of HFO-1234ze. *Process Safety and Environmental Protection*, 132, 273-284.
- Bernardi, D., Pawlikowski, E., & Newman, J. (1985). A general energy balance for battery systems. *Journal of The Electrochemical Society*, 132, 512.
- Chacko, S., & Chung, Y. M. (2012). Thermal modelling of Li-ion polymer battery for electric vehicle drive cycles. *Journal of Power Sources*, 213, 296-303.
- Champier, D., Bédécarrats, J.-P., Kousksou, T., Rivaletto, M., Strub, F., & Pignolet, P. (2011). Study of a thermoelectric generator incorporated in a multifunction wood stove. *Energy*, 36(3), 1518-1526.
- Chen, L., Zhang, Y., & Patel, S. (2021). Performance of high-capacity Li-ion pouch cells over a wide range of operating conditions. *Electrochimica Acta*, 391, 138951.
- Chen, J., Kang, S., Huang, Z., Wei, K., Zhang, B., Zhu, H., ... & Liao, G. (2019). Effects of

- different phase change material thermal management strategies on the cooling performance of the power lithium ion batteries: a review. *Journal of Power Sources*, 442, 227228.
- Chinnasamy, S., Prakash, K. B., Kalidasan, B., & Sampathkumar, A. (2024). Optimal utilisation of low-grade solar–air source for heat pump water heating using a dual-source evaporator with forced convection. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 150, 107174.
- Chriaa, I., Karkri, M., Trigui, A., Jedidi, I., Abdelmouleh, M., & Boudaya, C. (2021). The performances of expanded graphite on the phase change materials composites for thermal energy storage. *Polymer*, 212, 123128.
- Cui, X., Wu, Y., & Chen, X. (2025). Thermoelectric generation: Principles, applications, and prospects. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 224, 116081.
- Deng, Y., Feng, C., Zhu, H., Chen, J., Wen, M., & Yin, H. (2018). Effects of different coolants and cooling strategies on the cooling performance of the power lithium ion battery system: A review. *Applied Thermal Engineering*, 142, 10-29.
- Diaw, S., Tun, T., Yoshida, K., Kariya, K., & Miyara, A. (2021). Experimental study on boiling and condensation heat transfer of R1234yf inside a plate heat exchanger. In *Proceedings of the International Refrigeration and Air Conditioning Conference* (Purdue University, West Lafayette, IN, USA).
- Dolla, D. A., & Fetene, M. G. (2024). Investigations of phase change materials in battery thermal management systems for electric vehicles: a review. *Materials Research Express*, 11(1), 012002.
- Ebrahimi-Moghadam, A., Farzaneh-Gord, M., Moghadam, A. J., Abu-Hamdeh, N. H., Lasemi, M. A., Arabkoohsar, A., & Alimoradi, A. (2021). Design and multi-criteria optimisation of a trigeneration district energy system based on gas turbine, Kalina, and ejector cycles: Exergoeconomic and exergoenvironmental evaluation. *Energy Conversion and Management*, 227, 113581.
- Erikgenoğlu, D. K., Arslan, O., & Arslan, A. E. (2025). Multi-criteria decision-making optimization of a two-staged solar power plant for low radiation zone through the social decision units. *Energy Conversion and Management*, 323, 119263.
- Forgez, C., Do, D. V., Friedrich, G., Morcrette, M., & Delacourt, C. (2010). Thermal modeling of a cylindrical LiFePO₄/graphite lithium-ion battery. *Journal of Power Sources*, 195, 2961-2968.
- Gaspar, P., Gering, K., Dufek, E., & Smith, K. (2021). Challenging practices of algebraic battery life models through statistical validation and model identification via machine-learning. *Journal of The Electrochemical Society*, 168(2).
- Ghadiri, M., Bach, C. K., & Bradshaw, C. R. (2024). Effects of splitter placement on fin-tube heat exchanger evaporator performance. In *Proceedings of the International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, West Lafayette, IN, USA.
- Gu, H. (1983). Mathematical analysis of a Zn/NiOOH cell, *Journal of The Electrochemical Society*, 130(7), 1459.
- Gao, Q., Liu, Y., Wang, G., Deng, F., & Zhu, J. (2019). An experimental investigation of refrigerant emergency spray on cooling and oxygen suppression for overheating power battery. *Journal of Power Sources*, 415, 33-43.

- Gocmen, S., Gungor, S., & Cetkin, E. (2020). Thermal management of electric vehicle battery cells with homogeneous coolant and temperature distribution. *Journal of Applied Physics*, 127(23), 234902.
- Goetzel, N., & Hasanuzzaman, M. (2022). An empirical analysis of electric vehicle cost trends: A case study in Germany. *Research in Transportation Business & Management*, 43, 100825.
- Hai, T., Meng, X., Li, B., Wang, H., & Luo, X. (2024). Developing and optimizing a new cogeneration cycle to produce hydrogen from seawater. *Process Safety and Environmental Protection*, 184, 1525-1539.
- Hai, T., Singh, P. K., Ghodrattallah, P., Majdi, H. S., Eldin, S. M., Sohail, M., & El-Shafai, W. (2023). Thermal energy recovery from a Brayton cycle nuclear power plant for efficiency improvement via compressor inlet cooling: Thermoeconomic optimization. *Case Studies in Thermal Engineering*, 52, 103734.
- Hamut, H. S., Dincer, I., & Naterer, G. F. (2013). Performance assessment of thermal management systems for electric and hybrid electric vehicles. *International Journal of Energy Research*, 37(1), 1-12.
- Hepbasli, A. (2008). A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future. *Renewable and sustainable energy reviews*, 12(3), 593-661.
- He, L., Gu, Z., Zhang, Y., Jing, H., & Li, P. (2024a). Study on a novel thermal management system and heat recovery strategy of range-extend electric vehicle. *Renewable Energy*, 237, 121538.
- He, L., Jing, H., Zhang, Y., Li, P., & Gu, Z. (2024b). Performance research of integrated thermal management system for battery electric vehicles with motor waste heat recovery. *Journal of Energy Storage*, 84, 110893.
- He, L., Tong, B., Wu, L., Zhang, Y., Feng, Y., & Tan, L. (2024c). Performance investigation of integrated thermal management system for electric vehicle with waste heat recovery of electric drive system. *Journal of Energy Storage*, 102, 114075.
- Huang, Q., Yan, M., & Jiang, Z. (2006). Thermal study on single electrodes in lithium-ion battery. *Journal of Power Sources*, 156(2), 541-546.
- Ilbas, M., Akyildiz, S., Karyeyen, S., & Aktas, A. (2023). Conventional and distributed combustion regime on a model thermoelectric generator (TEG) performance using a swirl burner/furnace. *Fuel*, 347, 128487.
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2007). *Fundamentals of heat and mass transfer* (6th ed.). John Wiley & Sons.
- Imran, M. S., Kurji, H. J., Mahdi, J. A., & Abdulsahib, R. A. (2023). Exhaust waste energy harvesting by using a thermoelectric generator with a water heat exchanger. *Journal of Engineering Science and Technology*, 18(4), 2020-2034.
- Hong, J., Song, J., Han, U., Kim, H., Choi, H., & Lee, H. (2024). Performance investigation of electric vehicle thermal management system with thermal energy storage and waste heat recovery systems. *eTransportation*, 20, 100317.
- Jang, J. Y., Lai, J. T., & Liu, L. C. (1998). The thermal-hydraulic characteristics of staggered circular finned-tube heat exchangers under dry and dehumidifying conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41(21), 3321-3337.

- Javani, N., Dincer, I., Naterer, G. F., & Yilbas, B. S. (2014). Exergy analysis and optimization of a thermal management system with phase change material for hybrid electric vehicles. *Applied Thermal Engineering*, 64(1-2), 471-482.
- Jia, Y., Jiang, Y., Pan, Y., Zou, X., Zhang, Q., Gao, X., Zhang, J., Yu, K., Yang, Y., & Liu, Y. (2024). Recent advances in energy storage and applications of form-stable phase change materials with recyclable skeleton. *Carbon Neutralization*, 3, 313-343.
- Jin, L. W., Lee, P. S., Kong, X. X., Fan, Y., & Chou, S. K. (2014). Ultra-thin minichannel LCP for EV battery thermal management. *Applied energy*, 113, 1786-1794.
- Kalkan, O., Celen, A., & Bakirci, K. (2021). Experimental and numerical investigation of the LiFePO₄ battery cooling by natural convection. *Journal of Energy Storage*, 40, 102796.
- Kang, H. C., & Chang, S. M. (2018). The correlation of heat transfer coefficients for the laminar natural convection in a circular finned-tube heat exchanger. *Journal of Heat Transfer*, 140(3), 031801.
- Karıştırıcı Tank Maliyeti. (2024). Karıştırıcı tank maliyeti. [Erişim: 21.10.2025, https://www.alibaba.com/product-detail/304-stainless-steel-high-temperature-heating_1600986244499.html].
- Kılıç, M., & Korukçu, M. Ö. (2024). The Effect of Energy Management in Heating–Cooling Systems of Electric Vehicles on Charging and Range. *Applied Sciences*, 14(15), 6406.
- Koopman, T., Zhu, T., & Rohlf, W. (2024). Performance evaluation of air-source heat pump based on a pressure drop embedded model. *Heliyon*, 10(4).
- Kowsky, C., Wolfe, E., Leitzel, L., & Oddi, F. (2012). Unitary HPAC system. *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, 5(2012-01-1050), 1016-1025.
- Kim, J., Yang, C., Lamb, J., Kurzawski, A., Hewson, J., Torres-Castro, L., Mallarapu, A., & Santhanagopalan, S. (2022). A comprehensive numerical and experimental study for the passive thermal management in battery modules and packs. *Journal of The Electrochemical Society*, 169(11), 110543.
- Kim, U. S., Shin, C. B., & Kim, C. S. (2009). Modeling for the scale-up of a lithium-ion polymer battery. *Journal of Power Sources*, 158(1), 841-846.
- Kim, U. S., Yi, J., Shin, C. B., Han, T., & Park, S. (2011). Modeling the dependence of the discharge behavior of a lithium-ion battery on the environmental temperature. *Journal of The Electrochemical Society*, 158(5), 1-8.
- Lee, D. H., Jung, J. M., Ha, J. H., & Cho, Y. I. (2012). Improvement of heat transfer with perforated circular holes in finned tubes of air-cooled heat exchanger. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39, 161-166.
- Lee, H. (2011). *Thermal design: Heat sinks, thermoelectrics, heat pipes, compact heat exchangers, and solar cells*. John Wiley & Sons.
- Lee, H. (2022). *Thermal design: Heat sinks, thermoelectrics, heat pipes, compact heat exchangers, and solar cells*. John Wiley & Sons.
- Lee, M., Kang, T., & Kim, Y. (2010). Air-side heat transfer characteristics of spiral-type circular fin-tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 33(2), 313-320.
- Lee, Y. J., Choi, H. Y., Ha, C. W., Yu, J. H., Hwang, M. J., Doh, C. H., & Choi, J. H. (2015).

- Cycle life modeling and the capacity fading mechanisms in a graphite/LiNi_{0.6}Co_{0.2}Mn_{0.2}O₂ cell. *Journal of Applied Electrochemistry*, 45(5), 419-426.
- Lecompte, S., Huisseune, H., Van den Broek, M., De Schampheleire, S., & De Paepe, M. (2013). Part-load-based thermo-economic optimization of the Organic Rankine Cycle (ORC) applied to a combined heat and power (CHP) system. *Applied Energy*, 111, 871-881.
- Lee, S., Chung, Y., Jeong, Y., & Kim, M. S. (2022). Experimental study on an electric vehicle heat pump system with multi-level waste heat recovery using a vapor injection technique at low ambient temperatures. *Energy Conversion and Management*, 267, 115935.
- Lee, H. S., Won, J. P., Cho, C. W., Kim, Y. C., & Lee, M. Y. (2012). Heating performance characteristics of stack coolant source heat pump using R744 for fuel cell electric vehicles. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 26, 2065-2071.
- Lander, L., Kallitsis, E., Hales, A., Edge, J. S., Korre, A., & Offer, G. (2021). Cost and carbon footprint reduction of electric vehicle lithium-ion batteries through efficient thermal management. *Applied Energy*, 289, 116737.
- Lemmon, E. W., Huber, M. L., & McLinden, M. O. (2010). *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties (REFPROP)* (Version 9.0). National Institute of Standards and Technology.
- Li, K., Shi, L., Zhang, Y., Yao, Y., Zhang, C., Tian, H., & Shu, G. (2024a). Study on electric vehicle thermal management system using phase change materials and CO₂ heat pump waste heat recovery under cold conditions. *Applied Thermal Engineering*, 123669.
- Li, K., Shi, L., Zhang, Y., Yao, Y., Tian, H., & Shu, G. (2024b). Global selection appraisal study for heat pump system of electric vehicle based on energetic, economic, and environmental analysis. *Carbon Neutrality*, 3(1), 16.
- Liu, A., Xie, H., Wu, Z., & Wang, Y. (2022). Advances and outlook of TE-PCM system: A review. *Carbon Neutrality*, 1(1), 1-19.
- Liu, S., Zhang, T., Zhang, C., Yuan, L., Xu, Z., & Jin, L. (2023). Non-uniform heat generation model of pouch lithium-ion battery based on regional heat generation rate. *Journal of Energy Storage*, 63, 107074.
- Lucaferri, V., Valentini, M., De Lia, F., Laudani, A., Presti, R. L., Schioppo, R., & Fulginei, F. R. (2023). Modeling and optimization method for Battery Energy Storage Systems operating at variable C-rate: A comparative study of Lithium technologies. *Journal of Energy Storage*, 73, 109232.
- Luo, D., Yang, S., Li, Z., Cao, J., & Chen, H. (2025). Transient energy, exergy, and economic analysis of an automotive thermoelectric generator with different structures. *Applied Energy*, 377, 124494.
- Lv, H., Ma, H., Mao, N., & He, T. (2022). Boiling heat transfer mechanism of environment-friendly refrigerants: A review. *International Journal of Refrigeration*, 133, 214-225.
- Ma, H., Li, Q., Wang, D., Song, Q., Zhou, S., Wang, X., & Li, Y. (2022). Operating performance and economic analysis of solar single/double-effect compound absorption refrigeration system. *Solar Energy*, 247, 73-85.
- Mao, J., Liu, A., Wang, Y., Li, Y., Xie, H., & Wu, Z. (2020). Enhancement of power generation

- of thermoelectric generator using phase change material. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 892, 012055.
- Marcinkowski, M., Taler, D., Sacharczuk, J., Węglarz, K., & Taler, J. (2024). Innovative analysis of local and average air-side heat transfer coefficients in fin-and-tube heat exchangers using CFD and experimental method. *Energy*, 309, 133084.
- Mastrullo, R., Mauro, A. W., Napoli, G., & Viscito, L. (2024). Thermo-economic optimization and environmental analysis of a waste heat driven multi-ejector chiller for maritime applications. *Case Studies in Thermal Engineering*, 54, 104081.
- Mavi, A., & Arslan, O. (2024). Numerical investigation on the thermal management of Li-ion batteries for electric vehicles considering the cooling media with phase change for the auxiliary use. *Journal of Energy Storage*, 77, 109964.
- Mavi, A., & Arslan, O. (2025). A new TEG-supported thermal management system of the battery system for an electric vehicle. *Applied Thermal Engineering*, 128608.
- Moralı, U. (2022). Computational modeling and statistical evaluation of thermal behavior of cylindrical lithium-ion battery. *Journal of Energy Storage*, 55, 105376.
- Nandy, A., Houl, Y., Zhao, W., & D'Souza, N. A. (2023). Thermal heat transfer and energy modeling through incorporation of phase change materials (PCMs) into polyurethane foam. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 182, 113410.
- Newman, J., & Tiedemann, W. (1993). Potential and current distribution in electrochemical cells: Interpretation of the half-cell voltage measurements as a function of reference-electrode location. *Journal of The Electrochemical Society*, 140(7), 1961-1968.
- Onda, K., Ohshima, T., Nakayama, M., Fukuda, K., & Araki, T. (2006). Thermal behavior of small lithium-ion battery during rapid charge and discharge cycles. *Journal of Power Sources*, 158, 535-542.
- Ouyang, M., Chu, Z., Lu, L., Li, J., Han, X., Feng, X., & Liu, G. (2015). Low temperature aging mechanism identification and lithium deposition in a large-format lithium iron phosphate battery for different charge profiles. *Journal of Power Sources*, 286, 309-320.
- Özkan, R., & Genç, M. S. (2023). Aerodynamic design and optimization of a small-scale wind turbine blade using a novel artificial bee colony algorithm based on blade element momentum (ABC-BEM) theory. *Energy Conversion and Management*, 283, 116937.
- Pandit, J. K., Harkin, T., Anderson, C., Ho, M., & Hooper, B. (2014). Analysis of a precipitating solvent absorption process for reducing CO₂ emissions from black coal fired power generation. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 29, 50-60.
- Paraffin (FDM). (2025). Faz Değişim Malzemeleri Özellikleri. Erişim: 20.09.2025, <https://www.rubitherm.eu/en/productcategory/anorganische-pcm-sp>.
- Paraffin Maliyet (FDMM) (2025) Faz Değişim Malzemeleri Maliyetleri [Erişim: 08.07.2025, <https://dwoil.de/en/home/#contact>].
- Park, S., Jang, D. S., Lee, D., Hong, S. H., & Kim, Y. (2019). Simulation on cooling performance characteristics of a refrigerant-cooled active thermal management system for lithium ion batteries. *International journal of heat and mass transfer*, 135, 131-141.
- Peled, E., & Menkin, S. (2017). SEI: Past, present and future. *Journal of The Electrochemical Society*, 164(7), A1703-A1719.
- Piggott, A. J., Allen, J. S., & Pesaran, A. A. (2025). High-heat-transfer lithium-ion batteries: A

- new era in battery thermal management. *Applied Thermal Engineering*, 235, 121278.
- Pongsoi, P., Pikulkajorn, S., & Wongwisets, S. (2014). Heat transfer and flow characteristics of spiral fin-and-tube heat exchangers: A review. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 79, 417-431.
- Prabakaran, R., Salman, M., Lee, D., & Kim, S. C. (2023). Condensation of R1234yf in a plate heat exchanger with an offset strip fin flow structure for electric vehicle heat pumps. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 143, 106699.
- Xia, J., Wang, J., Lou, J., Hu, J., & Yao, S. (2023). Thermodynamic, economic, environmental analysis and multi-objective optimization of a novel combined cooling and power system for cascade utilization of engine waste heat. *Energy*, 277, 127623.
- Xu, H., Zhang, X., Xiang, G., & Li, H. (2021). Optimization of liquid cooling and heat dissipation system of lithium-ion battery packs of automobile. *Case Studies in Thermal Engineering*, 26, 101012.
- Rai, A., Bhuvad, S. S., & Sarviya, R. M. (2020). Enhancement of heat transfer in perforated circular finned-tube heat exchangers: A numerical investigation. *Journal of Physics: Conference Series*, 1473(1), 012024.
- Ramphull, M., & Surroop, D. (2017). Greenhouse gas emission factor for the energy sector in Mauritius. *Journal of Environmental Chemical Engineering*, 5(6), 5994-6000.
- Rezaei, H., Ghomsheh, M. J., Kowsary, F., & Ahmadi, P. (2021). Performance assessment of a range-extended electric vehicle under real driving conditions using novel PCM-based HVAC system. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 47, 101527.
- Roy, J., Mahmud, H., Assadi, M., Iman, N., & Nikpey, H. (2020). Moving beyond gas: Can Bangladesh leapfrog and make the energy transition just by exploring the role of geothermal energy and gas infrastructure? *International Energy Journal*, 20(3A).
- Roy, B., Pal, U., Simondson, D., Nguyen, C., Kerr, B. V., Hocking, R. K., Al-Masri, D., Howlett, P. C., Forsyth, M., Kar, M., & MacFarlane, D. R. (2025). Extreme fast charging and stable cycling of lithium manganese oxide batteries by suppression of cathode phase changes. *Advanced Functional Materials*.
- Shaito, A., El, H., Faraj, J., Mortazavi, M., & Lemenand, T. (2023). Thermal modeling and parametric study of TEG power generation from the exhaust gas of boilers and cold oil tank. *Energy Reports*, 9, 51-58.
- Saini, P., & Osorio, J. D. (2025). Review on phase change materials and thermoelectric generators for ocean thermal gradient applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 219, 115851.
- Sahli, H., Tashtoush, B., & Nahdi, E. (2022). Analysis of a hybrid solar absorption cooling system with thermoelectric generator. *Thermal Science and Engineering Progress*, 35, 101474.
- Shah, M. M. (1979). A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 22(4), 547-556.
- Seperatör Maliyeti (Seperatör). (2024). Ayırıştırıcı (seperatör) maliyeti. [Erişim: 01.10.2024, https://www.alibaba.com/product-detail/Refrigerator-A-AS51711-A-AS6117Emerson_1601040638948.html].
- Shen, W., Wang, N., Zhang, J., Wang, F., & Zhang, G. (2022). Heat generation and degradation mechanism of lithium-ion batteries during high-temperature aging. *ACS Omega*, 7(49),

44733-44742.

- Senol, M., Bayram, I. S., Naderi, Y., & Galloway, S. (2023). Electric vehicles under low temperatures: A review on battery performance, charging needs, and power grid impacts. *IEEE Access*, *11*, 39879-39912.
- Sevilgen, G., Bayram, H., & Tatari, D. (2023). The investigation of the innovative hybrid heat pump system designed and prototyped for heating process of electric vehicles. *Alexandria Engineering Journal*, *68*, 417-428.
- Singh, M., Jennings, S., Katragadda, S., Che, J., & Miljkovic, N. (2023). System design and analysis methods for optimal electric vehicle thermal management. *Applied Thermal Engineering*, *232*, 120990.
- Shi, Z., Wang, J., Jin, C., & Chen, L. (2020). Improving transient performance of thermoelectric generator by integrating phase change material. *Energy Conversion and Management*, *221*, 113161.
- Shi, Z., Wang, G., Liu, C., Lv, Q., Gong, B., Zhang, Y., & Yan, Y. (2023). Optimizing the transient performance of thermoelectric generator with PCM by parametric evaluation. *Energies*, *16*(2).
- Sofwan, N. M., & Latif, M. T. (2021). Characteristics of the real-driving emissions from gasoline passenger vehicles in the Kuala Lumpur urban environment. *Atmospheric Pollution Research*, *12*(1), 306-315.
- Somasundaram, K., Birgersson, E., & Sadashiv, A. (2012). Thermal–electrochemical model for passive thermal management of a spiral-wound lithium-ion battery. *Journal of Power Sources*, *203*, 84-96.
- Song, K., Tanvir, A. N. M., Bappy, M. O., & Zhang, Y. (2025). New Directions for Thermoelectrics: A Roadmap from High-Throughput Materials Discovery to Advanced Device Manufacturing. *Small Science*, *5*(3), 2300359.
- Sun, B., Qi, X., Song, D., & Ruan, H. (2023). Review of low-temperature performance, modeling and heating for lithium-ion batteries. *Energies*, *16*(20), 7142.
- Şarj Ücreti (Elektrikli Araç). (2024). Elektrikli araç şarj ücreti. [Erişim: 21.10.2024, <https://zes.net/fiyatlar-tr>].
- Taheripour, M., Kahani, M., & Ahmadi, M. H. (2024). A hybrid poly-generation system for power and hydrogen production by thermal recovery from waste streams in a steel plant: Techno-economic analysis. *Energy Reports*, *11*, 2921-2934.
- Tang, X., Guo, Q., Li, M., & Jiang, M. (2020). Heating performance characteristics of an electric vehicle heat pump air conditioning system based on exergy analysis. *Energies*, *13*(11), 2868.
- Termoelektrik Jeneratör (TEG). (2025). Termoelektrik Jeneratörünün Özellikleri. Erişim: 20.10.2025, <http://kryothermtec.com/assets/dir2attz/ru/TGM-127-1.4-1.2.pdf>.
- Termoelektrik Jeneratör Maliyet (TEGM) (2025) Termoelektrik Jeneratörünün Maliyeti [Erişim: 25.07.2025, <https://es.aliexpress.com/item/32762807511>].
- Tian, Z., Gan, W., Zhang, X., Gu, B., & Yang, L. (2018). Investigation on an integrated thermal management system with battery cooling and motor waste heat recovery for electric vehicle. *Applied Thermal Engineering*, *136*, 16-27.
- Tian, Z., Gu, B., Gao, W., & Zhang, Y. (2020). Performance evaluation of an electric vehicle

- thermal management system with waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 169, 114976.
- Türkiye Cumhuriyet Merkez Bankası (TCMB) (2024) Döviz ve Enflasyon Oranları. [Erişim: 24.10.2024, <https://tcmb.gov.tr>].
- Türkiye Cumhuriyet Merkez Bankası (TCMB) (2024) İskonto Oranları. [Erişim: 24.10.2024, <https://www.tcmb.gov.tr>].
- Ucar, M., & Arslan, O. (2021). Assessment of improvement potential of a condensed combi boiler via advanced exergy analysis. *Thermal Science and Engineering Progress*, 23, 100853.
- Wadee, A., Walker, P., McCullen, N., & Ferrandiz-Mas, V. (2025). The effect of thermal cycling on the thermal and chemical stability of paraffin phase change materials (PCMs) composites. *Materials and Structures*, 58(1), 25.
- Wang, J., Li, S., Zhang, G., & Yang, Y. (2019). Performance investigation of a solar-assisted hybrid combined cooling, heating and power system based on energy, exergy, exergo-economic and exergo-environmental analyses. *Energy Conversion and Management*, 196, 227-241.
- Wang, H., Ji, Z., Wang, C., Zhu, Z., Wang, Y., & Lin, H. (2022). Experimental study of propane heat pump system with secondary loop and vapor injection for electric vehicle application in cold climate. *Applied thermal engineering*, 217, 119196.
- Wang, K. (2017). Study on low temperature performance of Li ion battery. *Open Access Library Journal*, 4(11), 1-12.
- Wang, Q., Sun, Q., Ping, P., Zhao, X., Sun, J., & Lin, Z. (2016). Heat transfer in the dynamic cycling of lithium–titanate batteries. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 93, 896-905.
- Wang, R., Wang, Y., Feng, C., & Zhang, X. (2015). Powertrain preheating system of tracked hybrid electric vehicle in cold weather. *Applied Thermal Engineering*, 91, 252-258.
- Wang, R., Zhou, X., Wang, Y., Xiao, Y., Shi, Z., Liu, Y., & Zhang, T. (2024). Degradation analysis of lithium-ion batteries under ultrahigh-rate discharge profile. *Applied Energy*, 376, 124241.
- Weiss, M., Cloos, K. C., & Helmers, E. (2020). Energy efficiency trade-offs in small to large electric vehicles. *Environmental Sciences Europe*, 32(1), 46.
- Wijayanto, D. S., Triyono, M. B., Prasetyo, W., & Widiastuti, I. (2021). Analysis of Longitudinal Finned Pipes in Cross-Flow Heat Exchanger. *International Journal of Heat & Technology*, 39(6).
- Yadav, V. K., Sarkar, J., & Ghosh, P. (2023). Thermodynamic, economic and environmental assessments of a novel solar-driven combined cooling and power system. *Journal of Cleaner Production*, 402, 136791.
- Yang, B., Shao, W., Yang, T., Zou, H., & Tian, C. (2024b). Performance analysis of an R290 vapor-injection heat pump system for electric vehicles in cold regions. *Science China Technological Sciences*, 67(12), 3673-3681
- Yang, Y., Yang, T., Shao, W., Zou, H., & Tian, C. (2024a). Heating performance improvement on an R290 vapor-injection heat pump system with waste heat recovery for electric vehicles. *Energy Proceedings*, 40.

- Yetik, O., & Hikmet, T. (2020). A numerical study on the thermal performance of prismatic Li-ion batteries for hybrid electric aircraft. *Energy*, 195, 117009
- Yokoyama, A., Osaka, T., Imanishi, Y., & Sekiya, S. (2011). Thermal management system for electric vehicles. *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*, 4(1), 1277-1285.
- Yu, J., Xu, Z., & Tian, G. (2010). A thermodynamic analysis of a transcritical cycle with refrigerant mixture R32/R290 for a small heat pump water heater. *Energy and Buildings*, 42(12), 2431-2436.
- Yu, X., Li, Y., Wang, J., Zhang, Q., Chen, H., and Zhao, L. (2023). A novel energy-economic-environmental evaluation model for heat pump air conditioners integrated with waste heat recovery in electric vehicles. *Case Studies in Thermal Engineering*, 41, 102605.
- Yue, C., You, F., & Huang, Y. (2016). Thermal and economic analysis of an energy system of an ORC coupled with vehicle air conditioning. *International Journal of Refrigeration*, 64, 152-167.
- Yüncü, H., & Kakaç, S. (1999). *Basic Heat Transfer*. Bilim Publishing, Ankara. (In Turkish).
- Yu, Z., Zhang, J., & Pan, W. (2023). A review of battery thermal management systems about heat pipe and phase change materials. *Journal of Energy Storage*, 62, 106827.
- Zhang, G., Ge, S., Yang, X. G., Leng, Y., Marple, D., & Wang, C. Y. (2017). Rapid restoration of electric vehicle battery performance while driving at cold temperatures. *Journal of Power Sources*, 371, 35-40.
- Zhang, X., Li, Z., Luo, L., Fan, Y., & Du, Z. (2022). A review on thermal management of lithium-ion batteries for electric vehicles. *Energy*, 238, 121652.
- Zhang, H., Li, C., Zhang, R., Lin, Y., & Fang, H. (2020). Thermal analysis of a 6s4p lithium-ion battery pack cooled by cold plates based on a multi-domain modeling framework. *Applied Thermal Engineering*, 173, 115216.
- Zhang, S., Guan, D., Xue, Z., Shen, C., Shen, Y., Hu, G., Cao, Y., Peng, Z., Wang, W., & Ren, Y. (2025). Enhanced elevated-temperature performance of LiMn₂O₄ cathodes in lithium-ion batteries via a multifunctional electrolyte additive. *Chemical Engineering Journal*, 503, 158219.
- Zhang, Y., Zhuang, S., Wang, Q., & He, J. (2016). Experimental research on the thermal performance of composite PCM hollow block walls and validation of phase transition heat transfer models. *Advances in Materials Science and Engineering*, 2016, 6359414.
- Zhao, C., Cao, W., Dong, T., & Jiang, F. (2018). Thermal behavior study of discharging/charging cylindrical lithium-ion battery module cooled by channeled liquid flow. *International journal of heat and mass transfer*, 120, 751-762.
- Zhao, H., Li, X., Wu, Y., & Wu, X. (2020). Friction factor and Nusselt number correlations for forced convection in helical tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 155, 119759.
- Zhong, Q., Dong, X., Zhao, Y., Zhang, H., Wang, J., Guo, H., Shen, J., & Gong, M. (2019). Thermodynamic properties of (R1234yf + R290): Isochoric ppTx and specific heat capacity *c* measurements and an equation of state. *Journal of Chemical Thermodynamics*, 129, 36-43.

EKLER

EK A. Farklı Deşarj Oranları İçin Soğutucu Akış Hızları (\dot{m}_2) Ve Kondenser Giriş Sıcaklıkları (T_4).

Tablo A.1. 0.2C için soğutucu akış hızları (\dot{m}_2) ve kondenser giriş sıcaklıkları (T_4).

Refrigerant		x_1							
		0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2
R1234yf									
25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0022	0.0023	0.0023	0.0024	0.0025	0.0026	0.0030	0.0040
	T_4 (°C)	40.012	44.63	49.61	55.15	61.33	68.90	78.95	94.86
30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0023	0.0023	0.0024	0.0024	0.0025	0.0027	0.0031	0.0040
	T_4 (°C)	44.30	48.67	53.38	59.23	64.54	71.77	81.42	96.62
35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0024	0.0024	0.0025	0.0025	0.0026	0.0028	0.0032	0.0041
	T_4 (°C)	48.57	52.69	56.91	62.11	67.74	74.62	83.84	98.35
R152a									
25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0012	0.0012	0.0012	0.0012	0.0013	0.0014	0.0015	0.0021
	T_4 (°C)	54.26	62.19	70.77	80.28	91.21	104.46	122.0	147.53
30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0011	0.0011	0.0011	0.0012	0.0012	0.0012	0.0013	0.0015
	T_4 (°C)	57.85	65.41	73.63	83.03	93.14	105.90	122.55	148.0
35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0010	0.0010	0.0010	0.0010	0.0010	0.0011	0.0012	0.0013
	T_4 (°C)	61.40	68.70	76.37	84.87	95.0	107.10	123.06	148.49
R134a									
25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0018	0.0019	0.0019	0.0019	0.0020	0.0020	0.0022	0.0024
	T_4 (°C)	54.26	62.19	70.79	80.28	91.21	104.46	122.00	130.26
30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0017	0.0018	0.0018	0.0019	0.0019	0.0021	0.0023	0.0031
	T_4 (°C)	57.85	65.41	73.63	83.03	93.14	105.90	122.55	124.36
35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0016	0.0016	0.0016	0.0017	0.0017	0.0018	0.0021	0.0028
	T_4 (°C)	61.40	67.40	76.37	84.87	95.00	107.10	117.05	132.49
R1234ze									

$T_1 = T_7$ (°C)	25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0019	0.0020	0.0020	0.0021	0.0021	0.0023	0.0026	0.0035
		T_4 (°C)	43.062	48.69	54.7	61.288	68.756	77.751	89.605	108.07
	30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0018	0.0019	0.0020	0.0020	0.0022	0.0022	0.0025	0.0033
		T_4 (°C)	47.25	52.57	58.39	64.71	71.89	80.73	91.90	109.73
	35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0016	0.0017	0.0017	0.0018	0.0019	0.0022	0.0029	0.0016
		T_4 (°C)	51.56	56.61	62.17	68.15	75.04	83.37	94.13	111.41

Tablo A.2. 0.3Ciçin soğutucu akış hızları (\dot{m}_2) ve kondenser giriş sıcaklıkları (T_4).

Refrigerant		x_1								
R1234yf		0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	
$T_1 = T_7$ (°C)	25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0042	0.0043	0.0044	0.0045	0.0047	0.0050	0.0057	0.0075
		T_4 (°C)	40.012	44.63	49.61	55.15	61.33	68.90	78.95	94.86
	30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0044	0.0044	0.0045	0.0047	0.0048	0.0052	0.0058	0.0078
		T_4 (°C)	44.30	48.67	53.38	59.23	64.54	71.77	81.42	96.62
	35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0045	0.0046	0.0047	0.0048	0.0050	0.0053	0.0060	0.0080
		T_4 (°C)	48.57	52.69	56.91	62.11	67.74	74.62	83.84	98.35
R152a		0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	
$T_1 = T_7$ (°C)	25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0022	0.0022	0.0023	0.0024	0.0025	0.0026	0.0029	0.0039
		T_4 (°C)	54.26	62.19	70.77	80.28	91.21	104.46	122.0	147.53
	30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0020	0.0021	0.0021	0.0022	0.0023	0.0024	0.0027	0.0036
		T_4 (°C)	57.85	65.41	73.63	83.03	93.14	105.90	122.55	148.0
	35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0019	0.0019	0.0020	0.0020	0.0021	0.0023	0.0025	0.0034
		T_4 (°C)	61.40	68.70	76.37	84.87	95.0	107.10	123.06	148.49
R134a		0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	
$T_1 = T_7$ (°C)	25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0035	0.0035	0.0036	0.0037	0.0039	0.0041	0.0046	0.0062
		T_4 (°C)	54.26	62.19	70.79	80.28	91.21	104.46	122.00	130.26
	30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0032	0.0033	0.0033	0.0034	0.0036	0.0038	0.0043	0.0057
		T_4 (°C)	57.85	65.41	73.63	83.03	93.14	105.90	122.55	124.36
	35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0030	0.0031	0.0031	0.0032	0.0033	0.0036	0.0040	0.0046
		T_4 (°C)	61.40	67.40	76.37	84.87	95.00	107.10	117.05	132.49

R1234ze		0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	
T₁ = T₇ (°C)	25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0037	0.0038	0.0039	0.0041	0.0044	0.0046	0.0049	0.0066
		T ₄ (°C)	43.062	48.69	54.7	61.288	68.756	77.751	89.605	108.07
	30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0034	0.0035	0.0036	0.0037	0.0038	0.0041	0.0046	0.0061
		T ₄ (°C)	47.25	52.57	58.39	64.71	71.89	80.73	91.90	109.73
	35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0032	0.0032	0.0033	0.0034	0.0035	0.0038	0.0042	0.0057
		T ₄ (°C)	51.56	56.61	62.17	68.15	75.04	83.37	94.13	111.41

Tablo A.3. 0.5C için soğutucu akış hızları (\dot{m}_2) ve kondenser giriş sıcaklıkları (T₄).

Refrigerant		x₁									
R1234yf		0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2		
T₁ = T₇ (°C)	25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0109	0.0111	0.0113	0.0116	0.0121	0.0129	0.0145	0.0194	
		T ₄ (°C)	40.012	44.63	49.61	55.15	61.33	68.90	78.95	94.86	
	30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0112	0.0114	0.0116	0.0120	0.0125	0.0133	0.0149	0.0199	
		T ₄ (°C)	44.30	48.67	53.38	59.23	64.54	71.77	81.42	96.62	
	35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0116	0.0117	0.0120	0.0123	0.0128	0.0138	0.0154	0.0206	
		T ₄ (°C)	48.57	52.69	56.91	62.11	67.74	74.62	83.84	98.35	
	T₁ = T₇ (°C)	25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.010	0.0105	0.0108	0.0110	0.0112	0.0118	0.0133	0.0177
			T ₄ (°C)	54.26	62.19	70.77	80.28	91.21	104.46	122.0	147.53
		30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0097	0.0099	0.010	0.0106	0.0113	0.0127	0.0170	0.0097
			T ₄ (°C)	57.85	65.41	73.63	83.03	93.14	105.90	122.55	148.0
		35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0088	0.0090	0.0092	0.0094	0.0098	0.0105	0.0118	0.0157
			T ₄ (°C)	61.40	68.70	76.37	84.87	95.0	107.10	123.06	148.49
T₁ = T₇ (°C)		25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0089	0.0090	0.0092	0.0095	0.0099	0.0106	0.0119	0.0158
			T ₄ (°C)	54.26	62.19	70.79	80.28	91.21	104.46	122.00	130.26
		30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0095	0.0098	0.0102	0.0105	0.0108	0.0122	0.0155	0.0163
			T ₄ (°C)	57.85	65.41	73.63	83.03	93.14	105.90	122.55	124.36
		35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0094	0.0096	0.0098	0.0100	0.0105	0.0122	0.0125	0.0167
			T ₄ (°C)								

		T_4 (°C)	61.40	67.40	76.37	84.87	95.00	107.10	117.05	132.49
		R1234ze	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2
$T_1 = T_7$ (°C)	25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0095	0.0096	0.098	0.0101	0.0105	0.0112	0.0127	0.0169
		T_4 (°C)	45.22	50.96	57.12	63.98	71.74	81.16	93.61	112.55
	30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.097	0.0097	0.0101	0.0104	0.0108	0.0155	0.0130	0.0173
		T_4 (°C)	49.16	54.58	60.46	66.91	74.39	83.30	95.14	113.17
	35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0100	0.0101	0.0103	0.0106	0.011	0.0118	0.0133	0.0177
		T_4 (°C)	53.36	58.20	63.16	69.82	76.82	85.34	96.57	113.69

Tablo A.4. 3C için soğutucu akış hızları (\dot{m}_2) ve kondenser giriş sıcaklıkları (T_4).

Refrigerant		x_1								
R1234yf		0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	
$T_1 = T_7$ (°C)	25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0369	0.0374	0.0382	0.0393	0.0409	0.0437	0.0491	0.0655
		T_4 (°C)	40.012	44.63	49.61	55.15	61.33	68.90	78.95	94.86
	30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0379	0.0385	0.393	0.0405	0.421	0.0450	0.0506	0.0674
		T_4 (°C)	44.30	48.67	53.38	59.23	64.54	71.77	81.42	96.62
	35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0391	0.0398	0.0406	0.0417	0.0435	0.0464	0.0522	0.0696
		T_4 (°C)	48.57	52.69	56.91	62.11	67.74	74.62	83.84	98.35
R152a		0.9	0.8	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	
$T_1 = T_7$ (°C)	25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0192	0.0195	0.0199	0.0205	0.0213	0.0227	0.0256	0.0341
		T_4 (°C)	54.26	62.19	70.77	80.28	91.21	104.46	122	147.53
	30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0196	0.0199	0.0203	0.0209	0.0218	0.0232	0.0262	0.0349
		T_4 (°C)	57.85	65.41	73.63	83.03	93.14	105.90	122.50	148
	35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0201	0.0204	0.0208	0.0214	0.022	0.0238	0.0268	0.0357
		T_4 (°C)	61.40	68.70	76.37	84.87	95	107.10	123.06	148.49
R134a		0.9	0.8	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	
$T_1 = T_7$ (°C)	25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0301	0.0306	0.0312	0.0321	0.0355	0.0357	0.0402	0.040
		T_4 (°C)	54.26	62.19	70.79	80.28	91.21	104.46	122.00	130.26
	30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.03	0.031	0.032	0.033	0.034	0.036	0.041	0.055
		T_4 (°C)	57.85	65.41	73.63	83.03	93.14	105.90	122.55	124.36

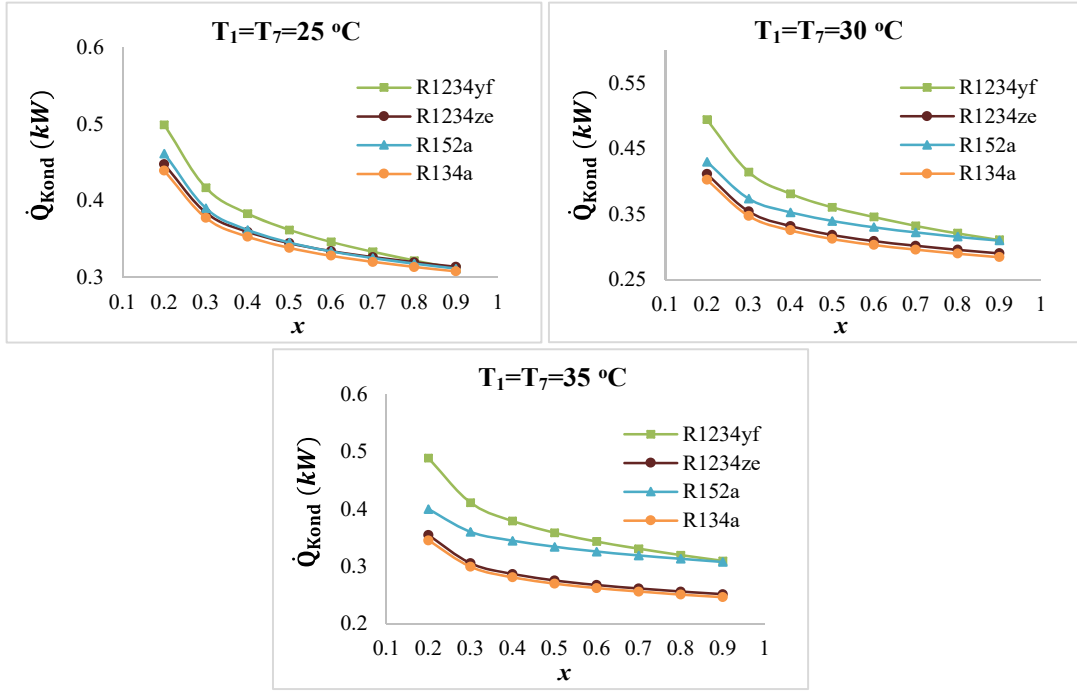
35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.031	0.032	0.033	0.034	0.035	0.037	0.042	0.056
	T_4 (°C)	61.40	67.40	76.37	84.87	95.00	107.10	117.05	132.49
R1234ze		0.9	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3
25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.031	0.032	0.033	0.034	0.035	0.038	0.042	0.057
	T_4 (°C)	43.06	48.69	54.70	61.29	68.76	77.75	89.61	108.7
30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.033	0.334	0.034	0.035	0.036	0.039	0.043	0.058
	T_4 (°C)	47.25	52.72	58.39	64.71	71.89	80.73	91.90	109.73
35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.033	0.034	0.035	0.036	0.037	0.040	0.045	0.059
	T_4 (°C)	51.56	56.61	62.17	68.15	75.05	83.37	93.14	111.41

Tablo A.5. 5C için soğutucu akış hızları (\dot{m}_2) ve kondenser giriş sıcaklıkları (T_4).

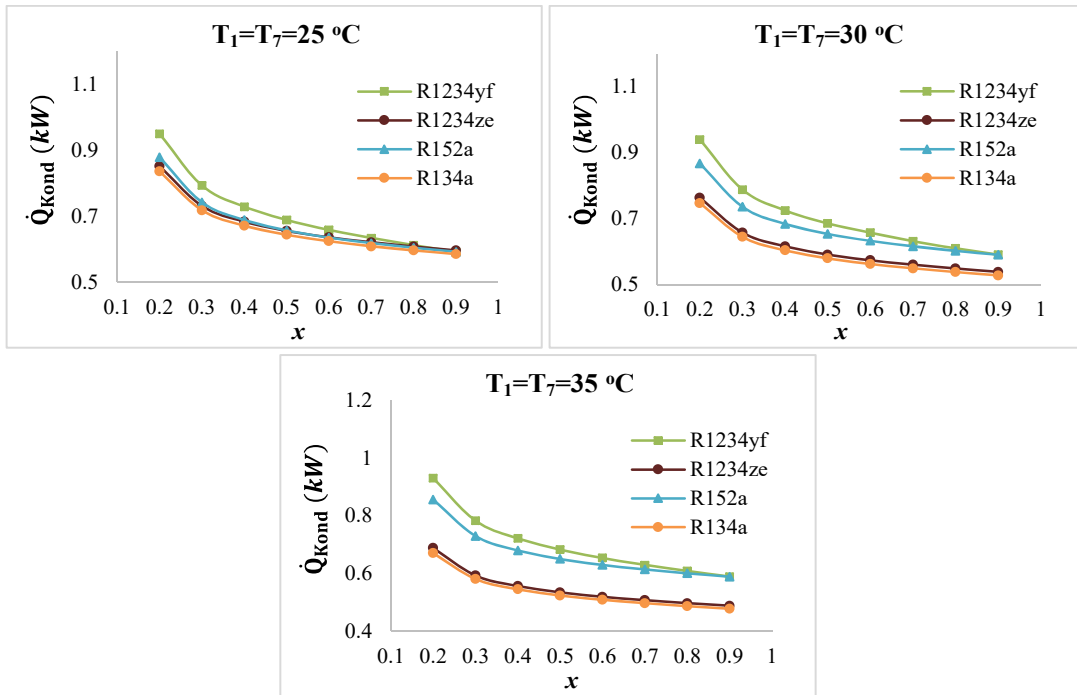
Refrigerant		x_1							
R1234yf		0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2
25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0479	0.0487	0.0497	0.0511	0.0532	0.0568	0.0639	0.0852
	T_4 (°C)	40.012	44.63	49.61	55.15	61.33	68.90	78.95	94.86
30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0493	0.0501	0.0511	0.0526	0.0548	0.0585	0.0658	0.0877
	T_4 (°C)	44.30	48.67	53.38	59.23	64.54	71.77	81.42	96.62
35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.0509	0.0517	0.0528	0.0543	0.0565	0.0603	0.0609	0.0905
	T_4 (°C)	48.57	52.69	56.91	62.11	67.74	74.62	83.84	98.35
R152a		0.9	0.8	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4
25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.024	0.025	0.026	0.027	0.028	0.029	0.033	0.044
	T_4 (°C)	54.26	62.19	70.77	80.28	91.21	104.46	122	147.53
30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.025	0.026	0.0262	0.027	0.028	0.03	0.034	0.045
	T_4 (°C)	57.85	65.41	73.63	83.03	93.14	105.90	122.50	148
35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.026	0.0268	0.027	0.028	0.029	0.031	0.035	0.046
	T_4 (°C)	61.40	68.70	76.37	84.87	95	107.10	123.06	148.49
R134a		0.9	0.8	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4
25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.043	0.043	0.043	0.043	0.043	0.043	0.043	0.043
	T_4 (°C)	54.26	62.19	70.79	80.28	91.21	104.46	122.00	130.26
30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.040	0.041	0.042	0.043	0.045	0.048	0.054	0.072

	T_4 (°C)	57.85	65.41	73.63	83.03	93.14	105.90	122.55	124.36	
35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.041	0.042	0.043	0.044	0.046	0.049	0.052	0.073	
	T_4 (°C)	61.40	67.40	76.37	84.87	95.00	107.10	117.05	132.49	
R1234ze		0.9	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	
$T_1 = T_7$ (°C)	25	\dot{m}_2 (kg/s)	0.041	0.042	0.043	0.045	0.046	0.050	0.056	0.074
		T_4 (°C)	43.06	48.69	54.7	61.288	68.756	77.751	89.605	108.07
	30	\dot{m}_2 (kg/s)	0.043	0.043	0.044	0.046	0.048	0.050	0.057	0.076
		T_4 (°C)	47.25	52.72	58.39	64.71	71.89	80.73	91.90	109.73
	35	\dot{m}_2 (kg/s)	0.043	0.044	0.046	0.047	0.049	0.052	0.058	0.078
		T_4 (°C)	51.56	56.61	62.17	68.15	75.04	83.37	94.13	111.41

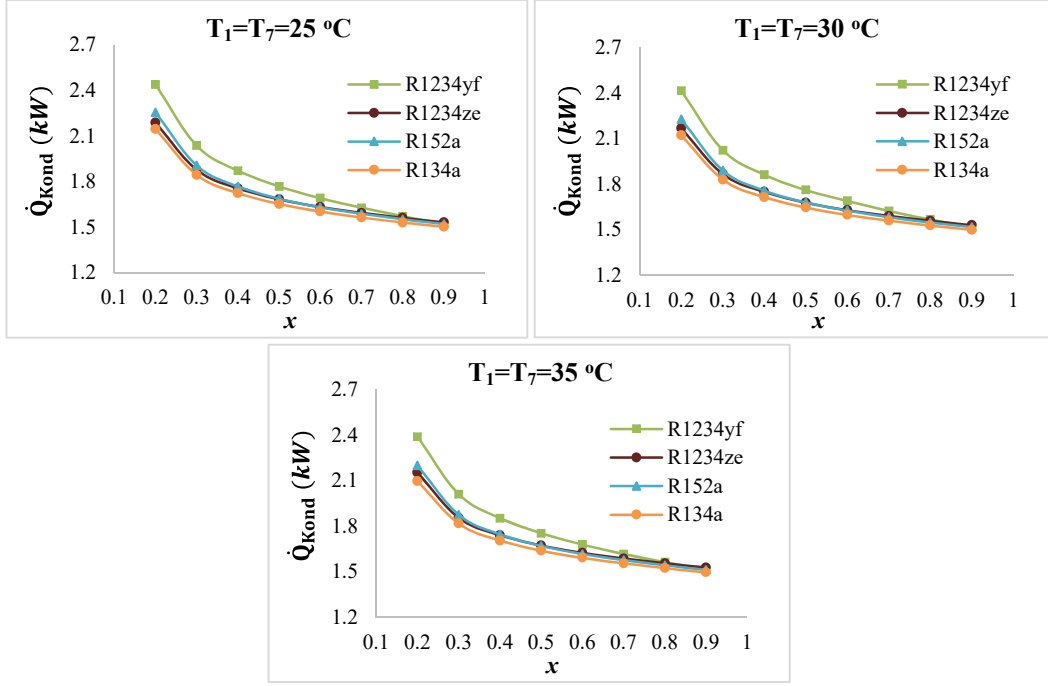
Ek B. Kondenserden Elde Edilen Isı Kapasiteleri



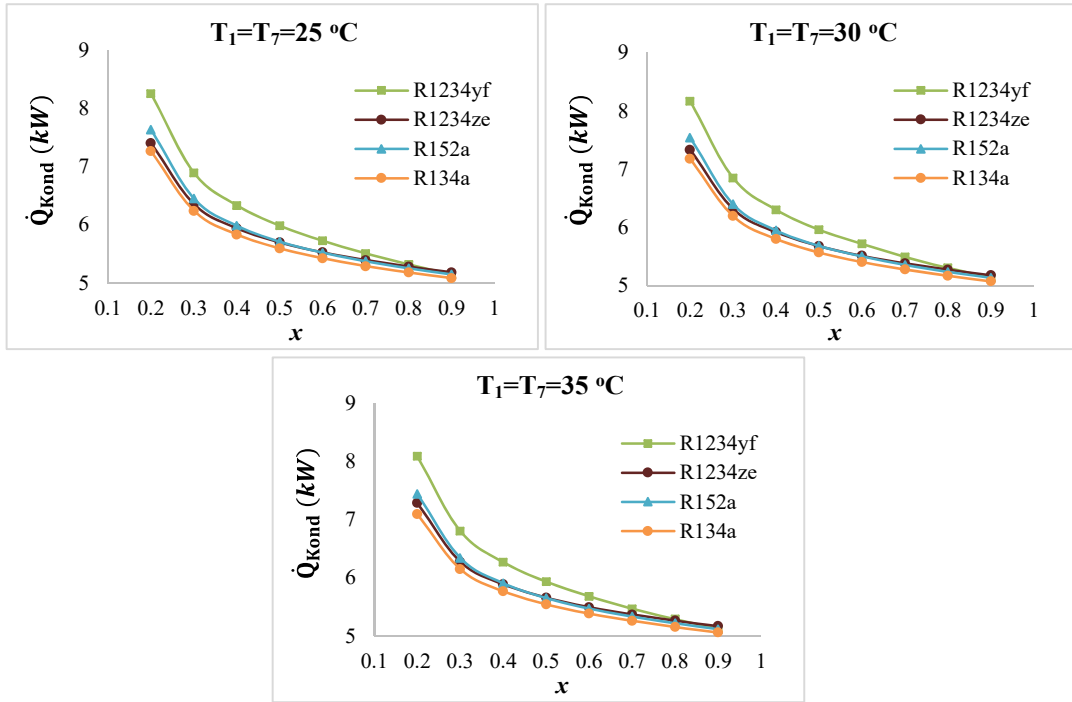
Şekil B.1. 0.2C’de kondenserde açığa çıkan ısı değişimi.



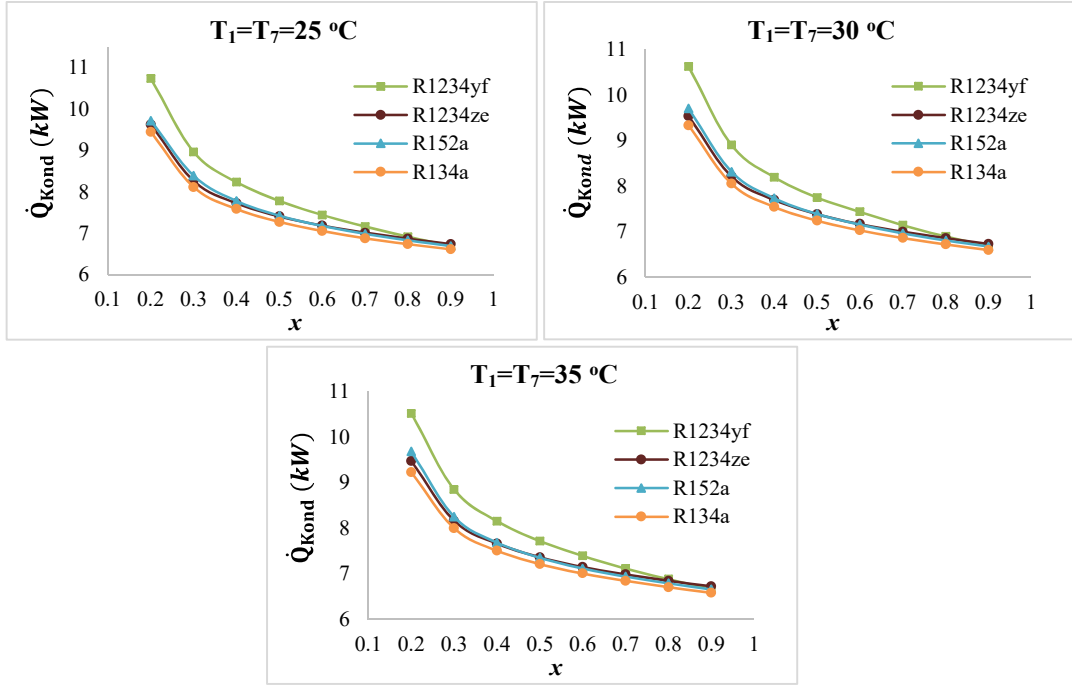
Şekil B.2. 0.3C’de kondenserde açığa çıkan ısı değişimi.



Şekil B.3. 0.5C’de kondenserde açığa çıkan ısı değişimi.

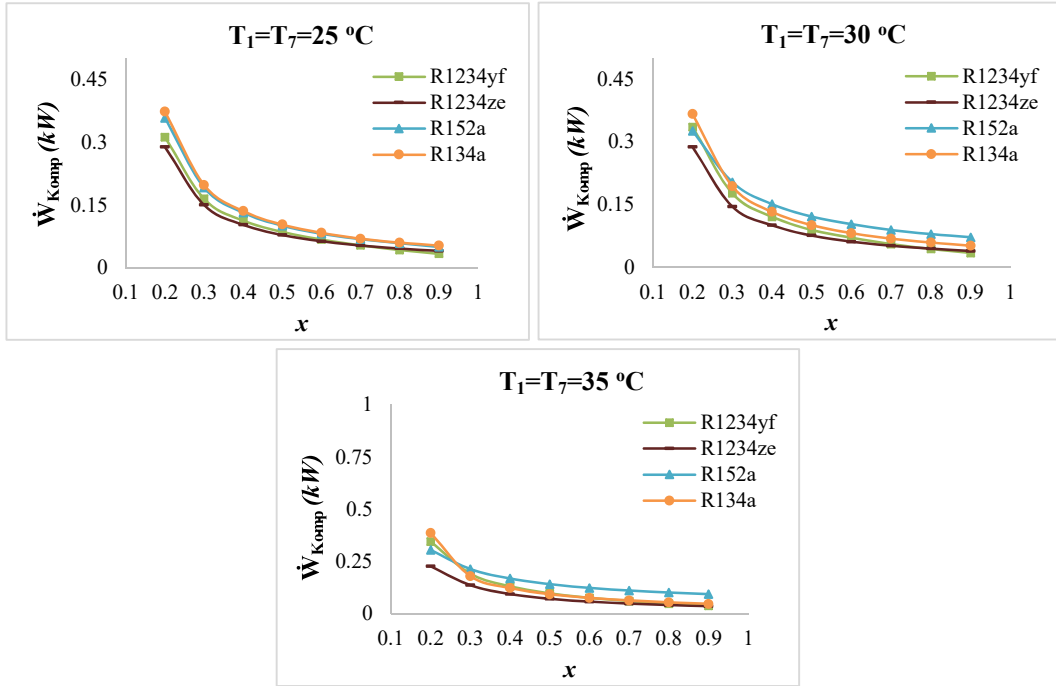


Şekil B.4. 3C’de kondenserde açığa çıkan ısı değişimi.

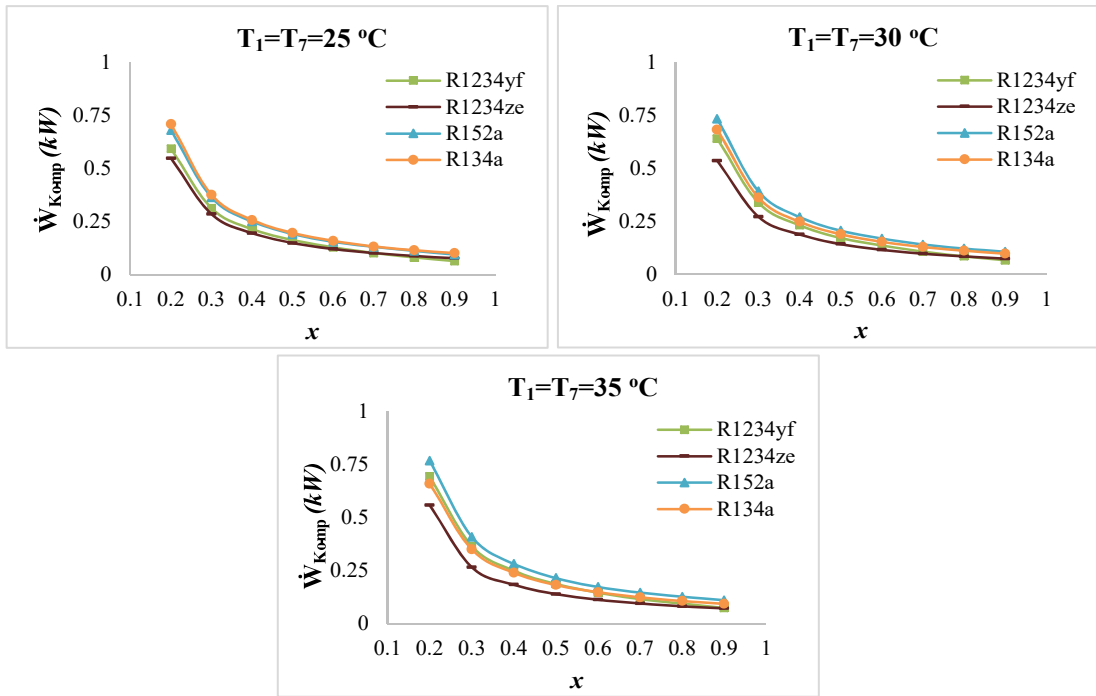


Şekil B.5. 5C’de kondenserde açığa çıkan ısı değişimi.

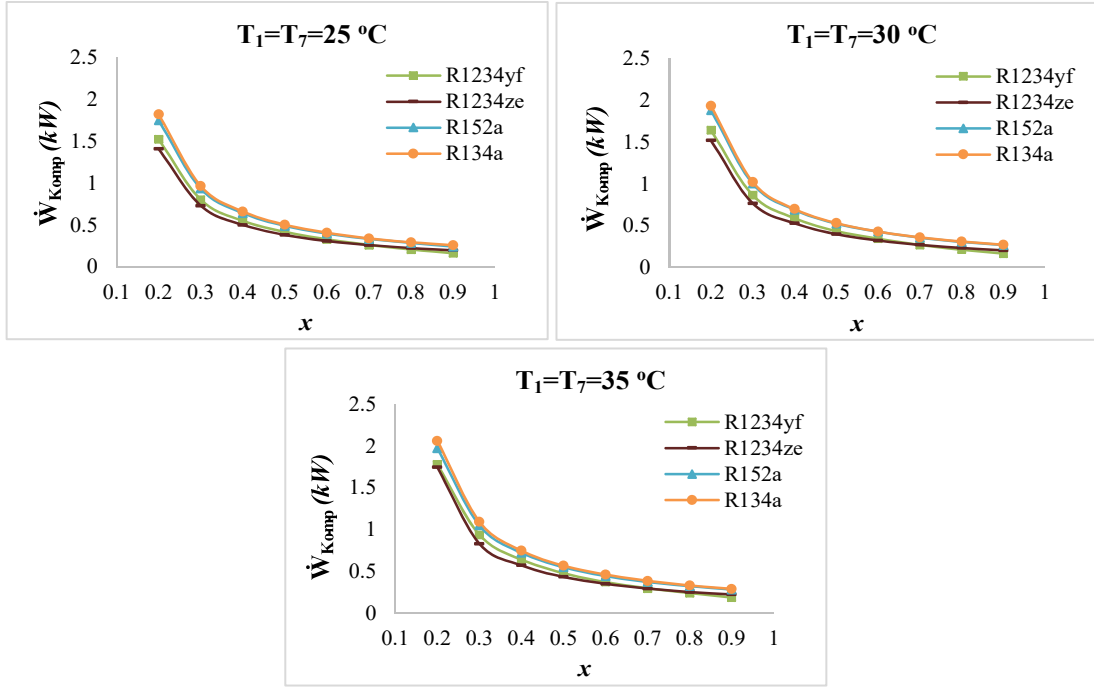
Ek C. Kompresör Güç Değişimleri



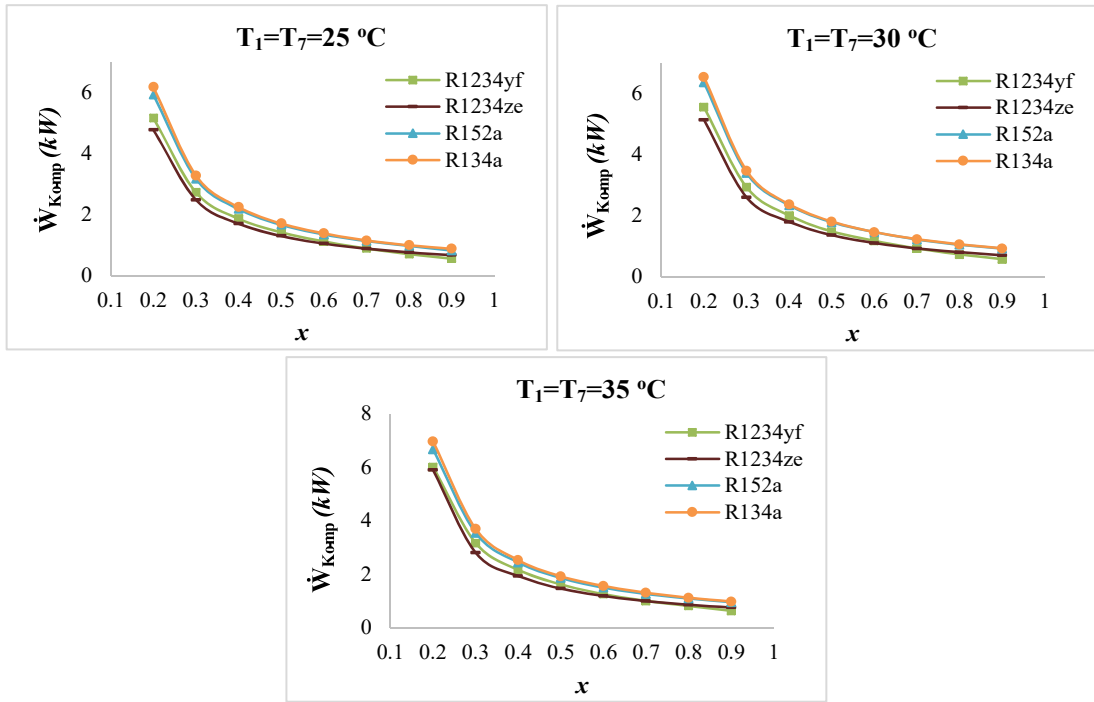
Şekil C.1. 0.2C'de kompresör gücünün değişimi.



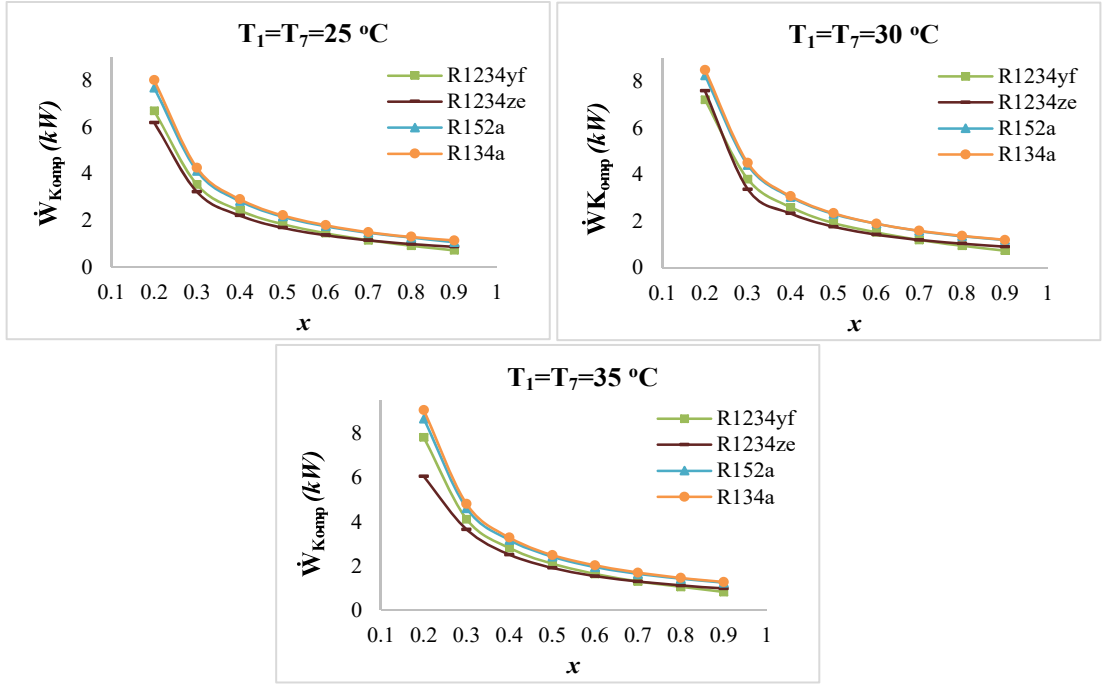
Şekil C.2. 0.3C'de kompresör gücünün değişimi.



Şekil C.3. 0.5C’de kompresör gücünün değişimi.



Şekil C.4. 3C’de kompresör gücünün değişimi.



Şekil C.5. 5C’de kompresör gücünün değişimi.

Ek D. Farklı C oranlarındaki Hava Debileri

Tablo D.1. 0.2C’de araç kabini hava debileri.

R1234yf													
T _s (°C)	T ₁₁ (°C)												
	20	22	24	26	20	22	24	26	20	22	24	26	
-40	5.92	5.91	5.89	5.87	0.015	0.009	0.007	0.006	3.21	2.13	1.05	-	
-20	5.21	5.20	5.18	5.17	0.034	0.031	0.029	0.026	3.13	2.07	1.03	-	
-10	4.73	4.72	4.71	4.70	0.055	0.051	0.048	0.045	3.09	2.05	1.02	-	
0	4.26	4.25	4.24	4.23	0.089	0.087	0.089	0.073	3.05	2.02	1.00	-	
10	4.17	4.15	4.13	4.11	0.18	0.17	0.16	0.15	3.02	2.01	0.95	-	

R134a													
T _s (°C)	T ₁₁ (°C)												
	20	22	24	26	20	22	24	26	20	22	24	26	
-40	5.96	5.93	5.90	5.87	0.014	0.009	0.007	0.006	4.59	3.10	1.50	-	
-20	5.24	5.22	5.19	5.17	0.34	0.31	0.29	0.26	3.92	2.60	1.30	-	
-10	4.76	4.74	4.72	4.70	0.55	0.51	0.48	0.45	3.54	2.34	1.17	-	
0	4.29	4.27	4.25	4.23	0.92	0.87	0.83	0.79	3.14	2.05	1.04	-	
10	4.17	4.15	4.13	4.11	0.18	0.17	0.16	0.15	3.05	2.05	1.0	-	

R152a													
T _s (°C)	T ₁₁ (°C)												
	20	22	24	26	20	22	24	26	20	22	24	26	
-40	5.97	5.93	5.90	5.87	0.012	0.01	0.008	0.007	4.59	3.10	1.5	-	
-20	5.24	5.22	5.19	5.17	0.035	0.032	0.030	0.027	3.9	2.60	1.30	-	
-10	4.76	4.74	4.72	4.70	0.055	0.053	0.050	0.046	3.54	2.34	1.20	-	
0	4.29	4.27	4.25	4.23	0.095	0.090	0.084	0.080	3.14	2.05	1.04	-	
10	4.17	4.15	4.13	4.11	0.18	0.17	0.16	0.15	3.05	2.05	1.0	-	

R1234ze													
T _s (°C)	T ₁₁ (°C)												
	20	22	24	26	20	22	24	26	20	22	24	26	
-40	5.96	5.93	5.90	5.87	0.014	0.009	0.007	0.006	4.61	3.0	1.5	-	
-20	5.24	5.22	5.19	5.17	0.34	0.31	0.29	0.26	3.92	2.60	1.30	-	
-10	4.76	4.74	4.72	4.70	0.55	0.51	0.48	0.45	3.54	2.34	1.20	-	
0	4.29	4.27	4.25	4.23	0.92	0.87	0.83	0.79	3.14	2.05	1.04	-	
10	4.17	4.15	4.13	4.11	0.18	0.17	0.16	0.15	3.05	2.05	1.0	-	

Tablo D.2. 0.3C'de araç kabini hava debileri.

R1234yf													
T ₈ (°C)	T ₁₁ (°C)												
	20	22	24	26	20	22	24	26	20	22	24	26	
-40	5.96	5.93	5.90	5.87	0.06	0.052	0.051	0.048	3.2	2.13	1.05	-	
-20	5.24	5.22	5.19	5.17	0.10	0.097	0.092	0.081	3.13	2.07	1.03	-	
-10	4.76	4.74	4.72	4.70	0.15	0.14	0.13	0.12	3.09	2.05	1.02	-	
0	4.29	4.27	4.25	4.23	0.21	0.20	0.19	0.18	3.05	2.02	1.00	-	
10	4.17	4.15	4.13	4.11	0.37	0.35	0.34	0.33	3.02	2.01	0.95	-	

R134a													
T ₈ (°C)	T ₁₁ (°C)												
	20	22	24	26	20	22	24	26	20	22	24	26	
-40	5.96	5.93	5.90	5.87	0.065	0.006	0.005	0.004	4.59	3.10	1.50	-	
-20	5.24	5.22	5.19	5.17	0.10	0.097	0.092	0.080	3.92	2.60	1.30	-	
-10	4.76	4.74	4.72	4.70	0.15	0.15	0.13	0.12	3.54	2.34	1.17	-	
0	4.29	4.27	4.25	4.23	0.22	0.20	0.19	0.18	3.14	2.05	1.04	-	
10	4.17	4.15	4.13	4.11	0.37	0.35	0.34	0.33	3.05	2.05	1.0	-	

R152a													
T ₈ (°C)	T ₁₁ (°C)												
	20	22	24	26	20	22	24	26	20	22	24	26	
-40	5.97	5.93	5.90	5.87	0.07	0.06	0.05	0.05	4.59	3.10	1.5	-	
-20	5.24	5.22	5.19	5.17	0.11	0.10	0.09	0.08	3.9	2.60	1.30	-	
-10	4.76	4.74	4.72	4.70	0.15	0.14	0.13	0.12	3.54	2.34	1.20	-	
0	4.29	4.27	4.25	4.23	0.21	0.20	0.19	0.18	3.14	2.05	1.04	-	
10	4.17	4.15	4.13	4.11	0.38	0.36	0.34	0.33	3.05	2.05	1.0	-	

R1234ze													
T ₈ (°C)	T ₁₁ (°C)												
	20	22	24	26	20	22	24	26	20	22	24	26	
-40	5.97	5.93	5.90	5.87	0.065	0.006	0.005	0.004	4.61	3.0	1.5	-	
-20	5.24	5.22	5.19	5.17	0.10	0.097	0.092	0.080	3.92	2.60	1.30	-	
-10	4.76	4.74	4.72	4.70	0.15	0.15	0.13	0.12	3.54	2.34	1.20	-	
0	4.29	4.27	4.25	4.23	0.22	0.20	0.19	0.18	3.14	2.05	1.04	-	
10	4.17	4.15	4.13	4.11	0.37	0.35	0.34	0.33	3.05	2.05	1.0	-	

Tablo D.3. 0.5C'de araç kabini hava debileri.

R1234yf													
T ₈ (°C)	T ₁₁ (°C)												
	20	22	24	26	20	22	24	26	20	22	24	26	
-40	5.97	5.93	5.90	5.87	0.22	0.21	0.20	0.19	4.5	3.04	1.50	-	
-20	5.24	5.22	5.19	5.17	0.32	0.31	0.30	0.29	3.93	2.61	1.30	-	
-10	4.76	4.74	4.72	4.70	0.43	0.41	0.39	0.38	3.54	2.34	1.17	-	
0	4.29	4.27	4.25	4.23	0.61	0.58	0.56	0.54	3.14	2.01	1.03	-	
10	4.17	4.15	4.13	4.11	1.02	0.98	0.94	0.92	3.02	2.01	1.01	-	

R134a													
T ₈ (°C)	T ₁₁ (°C)												
	20	22	24	26	20	22	24	26	20	22	24	26	
-40	5.97	5.93	5.90	5.87	0.22	0.21	0.20	0.19	4.59	3.10	1.50	-	
-20	5.24	5.22	5.19	5.17	0.32	0.31	0.30	0.29	3.92	2.60	1.30	-	
-10	4.76	4.74	4.72	4.70	0.43	0.41	0.39	0.38	3.54	2.34	1.17	-	
0	4.29	4.27	4.25	4.23	0.61	0.58	0.56	0.54	3.14	2.05	1.04	-	
10	4.17	4.15	4.13	4.11	1.02	0.98	0.94	0.92	3.05	2.05	1.0	-	

R152a													
T ₈ (°C)	T ₁₁ (°C)												
	20	22	24	26	20	22	24	26	20	22	24	26	
-40	5.97	5.93	5.90	5.87	0.19	0.18	0.17	0.16	4.59	3.10	1.5	-	
-20	5.24	5.22	5.19	5.17	0.31	0.29	0.28	0.27	3.9	2.60	1.30	-	
-10	4.76	4.74	4.72	4.70	0.44	0.42	0.40	0.38	3.54	2.34	1.20	-	
0	4.29	4.27	4.25	4.23	0.62	0.59	0.57	0.55	3.14	2.05	1.04	-	
10	4.17	4.15	4.13	4.11	1.04	0.99	0.95	0.92	3.05	2.05	1.0	-	

R1234ze													
T ₈ (°C)	T ₁₁ (°C)												
	20	22	24	26	20	22	24	26	20	22	24	26	
-40	5.96	5.93	5.90	5.87	0.19	0.18	0.17	0.17	4.61	3.0	1.5	-	
-20	5.24	5.22	5.19	5.17	0.30	0.29	0.28	0.26	3.92	2.60	1.30	-	
-10	4.76	4.74	4.72	4.70	0.40	0.39	0.38	0.36	3.54	2.34	1.20	-	
0	4.29	4.27	4.25	4.23	0.58	0.57	0.54	0.52	3.14	2.05	1.04	-	
10	4.17	4.15	4.13	4.11	1.02	0.96	0.94	0.92	3.05	2.05	1.0	-	

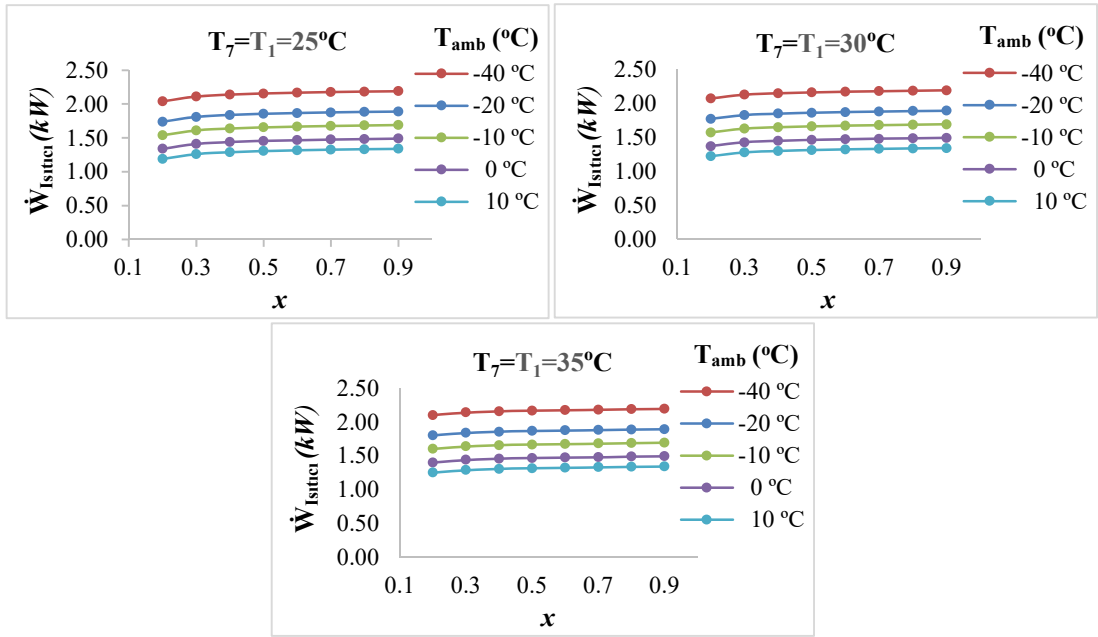
Tablo D.4. 3C'de araç kabini hava debileri.

R1234yf														
T ₈ (°C)	T ₁₁ (°C)													
	20	22	24	26		20	22	24	26		20	22	24	26
-40	5.96	5.93	5.90	5.87		0.83	0.79	0.76	0.74		4.59	3.04	1.50	-
-20	5.24	5.22	5.19	5.17		1.21	1.16	1.12	1.08		3.93	2.61	1.30	-
-10	4.76	4.74	4.72	4.70		1.55	1.49	1.44	1.39		3.54	2.34	1.17	-
0	4.29	4.27	4.25	4.23		2.28	2.00	2.01	1.90		3.14	2.01	1.03	-
10	4.17	4.15	4.13	4.11		3.55	3.41	3.29	3.19		3.02	2.01	1.01	-
	\dot{m}_{11} (10 ⁻³ kg/s)					\dot{m}_{12} (10 ⁻¹ kg/s)					\dot{m}_{13} (10 ⁻⁵ kg/s)			
R134a														
T ₈ (°C)	T ₁₁ (°C)													
	20	22	24	26		20	22	24	26		20	22	24	26
-40	5.87	5.93	5.93	5.96		0.79	0.76	0.73	0.70		4.59	3.10	1.50	-
-20	5.24	5.22	5.19	5.17		1.13	1.12	1.10	1.10		3.92	2.60	1.30	-
-10	4.76	4.74	4.72	4.70		1.51	1.45	1.40	1.35		3.54	2.34	1.17	-
0	4.29	4.27	4.25	4.23		2.16	2.04	1.96	1.90		3.14	2.05	1.04	-
10	4.11	4.11	4.11	4.11		3.55	3.41	3.29	3.19		3.05	2.05	1.0	-
	\dot{m}_{11} (10 ⁻³ kg/s)					\dot{m}_{12} (10 ⁻¹ kg/s)					\dot{m}_{13} (10 ⁻⁵ kg/s)			
R152a														
T ₈ (°C)	T ₁₁ (°C)													
	20	22	24	26		20	22	24	26		20	22	24	26
-40	5.96	5.93	5.90	5.87		0.84	0.81	0.77	0.75		4.59	3.10	1.5	-
-20	5.24	5.22	5.19	5.17		1.23	1.18	1.13	1.09		3.9	2.60	1.30	-
-10	4.76	4.74	4.72	4.70		1.58	1.52	1.46	1.41		3.54	2.34	1.20	-
0	4.29	4.27	4.25	4.23		2.21	2.12	2.04	1.97		3.14	2.05	1.04	-
10	4.17	4.15	4.13	4.11		3.62	3.47	3.34	3.22		3.05	2.05	1.0	-
	\dot{m}_{11} (10 ⁻³ kg/s)					\dot{m}_{12} (10 ⁻¹ kg/s)					\dot{m}_{13} (10 ⁻⁵ kg/s)			
R1234ze														
T ₈ (°C)	T ₁₁ (°C)													
	20	22	24	26		20	22	24	26		20	22	24	26
-40	5.96	5.93	5.90	5.87		0.79	0.76	0.73	0.70		4.61	3.0	1.5	-
-20	5.24	5.22	5.19	5.17		1.13	1.12	1.10	1.10		3.92	2.60	1.30	-
-10	4.76	4.74	4.72	4.70		1.54	1.48	1.42	1.37		3.54	2.34	1.20	-
0	4.29	4.27	4.25	4.23		2.16	2.07	1.99	1.92		3.14	2.05	1.04	-
10	4.17	4.15	4.13	4.11		3.55	3.41	3.29	3.19		3.05	2.05	1.0	-
	\dot{m}_{11} (10 ⁻³ kg/s)					\dot{m}_{12} (10 ⁻¹ kg/s)					\dot{m}_{13} (10 ⁻⁵ kg/s)			

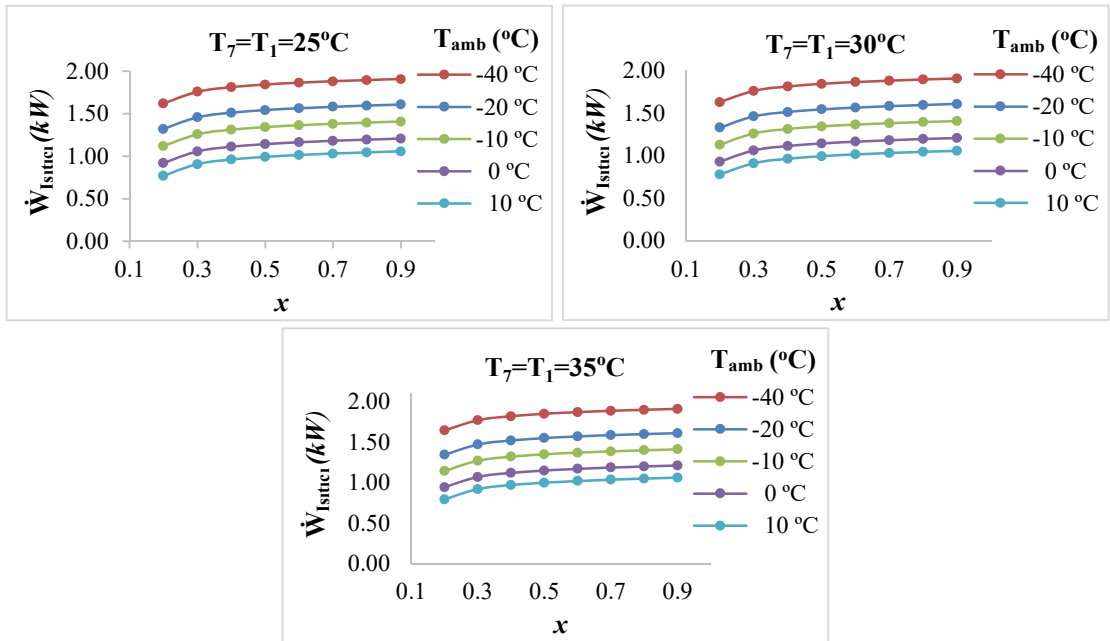
Tablo D.5. 5C'de araç kabini hava debileri.

R1234yf													
T ₈ (°C)	T ₁₁ (°C)												
	20	22	24	26	20	22	24	26		20	22	24	26
-40	5.96	5.93	5.90	5.87	1.09	1.05	1.01	0.98		4.59	3.04	1.50	-
-20	5.24	5.22	5.19	5.17	1.58	1.52	1.46	1.41	<i>m</i> ₁₁ (10 ⁻³ kg/s)	3.93	2.61	1.30	-
-10	4.76	4.74	4.72	4.70	2.03	1.95	1.88	1.82	<i>m</i> ₁₂ (10 ⁻¹ kg/s)	3.54	2.34	1.17	-
0	4.29	4.27	4.25	4.23	2.17	2.08	2.01	1.94	<i>m</i> ₁₃ (10 ⁻⁵ kg/s)	3.14	2.01	1.03	-
10	4.17	4.15	4.13	4.11	4.46	4.44	4.29	4.15		3.02	2.01	1.01	-
R134a													
T ₈ (°C)	T ₁₁ (°C)												
	20	22	24	26	20	22	24	26		20	22	24	26
-40	5.96	5.93	5.92	5.87	1.09	1.05	1.01	0.97		4.59	3.10	1.50	-
-20	5.24	5.22	5.19	5.17	1.58	1.52	1.46	1.41	<i>m</i> ₁₁ (10 ⁻³ kg/s)	3.92	2.60	1.30	-
-10	4.76	4.74	4.72	4.70	2.03	1.95	1.88	1.82	<i>m</i> ₁₂ (10 ⁻¹ kg/s)	3.54	2.34	1.17	-
0	4.29	4.27	4.25	4.23	2.84	2.72	2.62	2.54	<i>m</i> ₁₃ (10 ⁻⁵ kg/s)	3.14	2.05	1.04	-
10	4.17	4.15	4.13	4.11	4.46	4.44	4.29	4.15		3.05	2.05	1.0	-
R152a													
T ₈ (°C)	T ₁₁ (°C)												
	20	22	24	26	20	22	24	26		20	22	24	26
-40	5.96	5.93	5.90	5.87	1.11	1.06	1.02	0.98		4.59	3.10	1.5	-
-20	5.24	5.22	5.19	5.17	1.61	1.54	1.51	1.45	<i>m</i> ₁₁ (10 ⁻³ kg/s)	3.9	2.60	1.30	-
-10	4.76	4.74	4.72	4.70	2.07	1.99	1.91	1.84	<i>m</i> ₁₂ (10 ⁻¹ kg/s)	3.54	2.34	1.20	-
0	4.29	4.27	4.25	4.23	2.89	2.77	2.66	2.57	<i>m</i> ₁₃ (10 ⁻⁵ kg/s)	3.14	2.05	1.04	-
10	4.17	4.15	4.13	4.11	4.72	4.52	4.36	4.20		3.05	2.05	1.0	-
R1234ze													
T ₈ (°C)	T ₁₁ (°C)												
	20	22	24	26	20	22	24	26		20	22	24	26
-40	5.96	5.93	5.90	5.87	1.09	1.05	1.01	0.97		4.61	3.0	1.5	-
-20	5.24	5.22	5.19	5.17	1.60	1.54	1.48	1.43	<i>m</i> ₁₁ (10 ⁻³ kg/s)	3.92	2.60	1.30	-
-10	4.76	4.74	4.72	4.70	2.07	1.99	1.91	1.85	<i>m</i> ₁₂ (10 ⁻¹ kg/s)	3.54	2.34	1.20	-
0	4.29	4.27	4.25	4.23	2.88	2.77	2.68	2.58	<i>m</i> ₁₃ (10 ⁻⁵ kg/s)	3.14	2.05	1.04	-
10	4.17	4.15	4.13	4.11	4.47	4.45	4.30	4.21		3.05	2.05	1.0	-

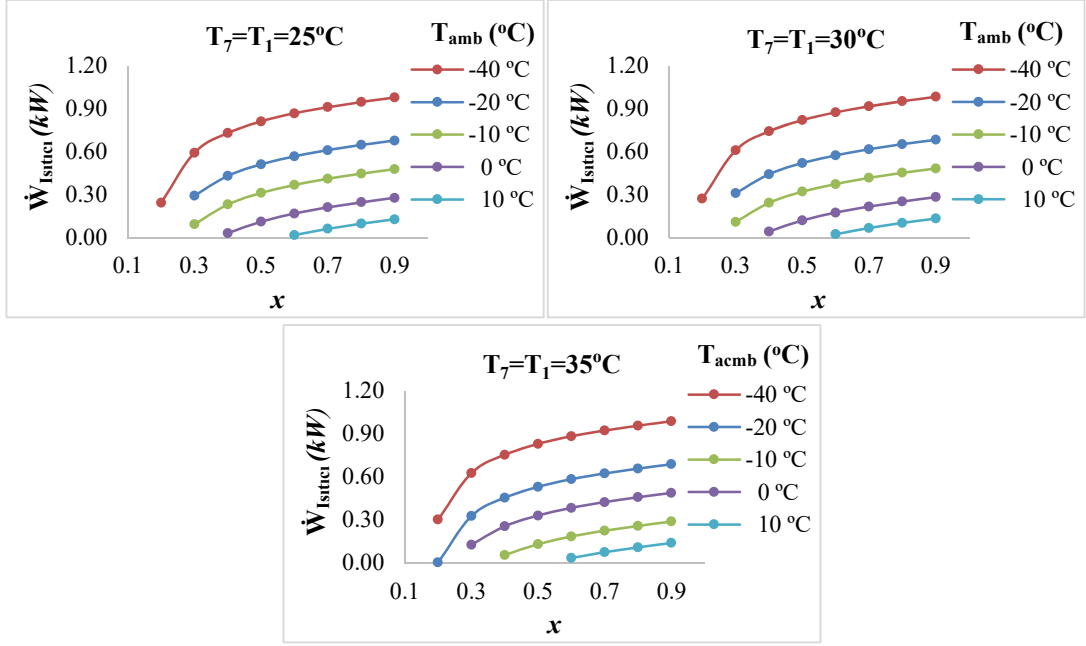
Ek E. Elektrikli Isıtıcı Güçleri



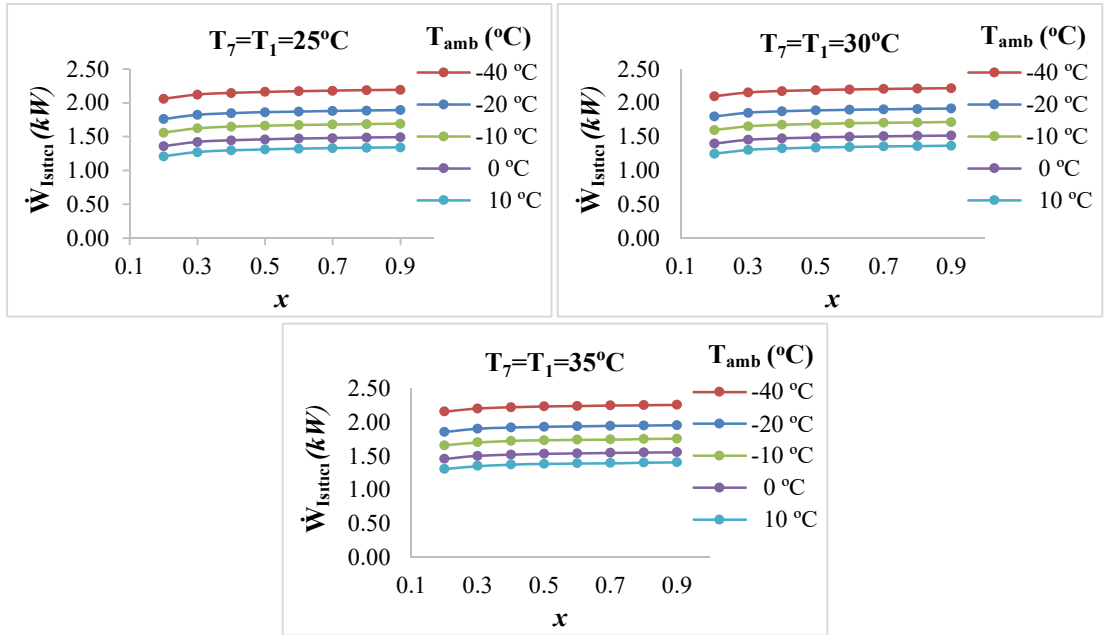
Şekil E.1. R152a için 0.2C’de ısıtıcının ihtiyaç duyduğu güç değişimi.



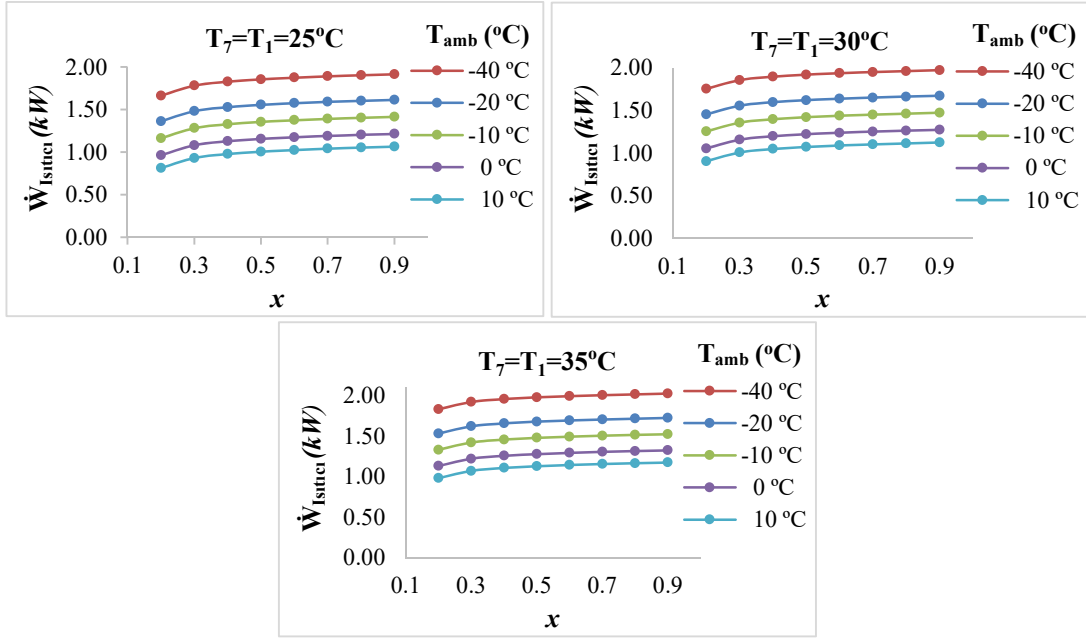
Şekil E.2. R152a için 0.3C’de ısıtıcının ihtiyaç duyduğu güç değişimi.



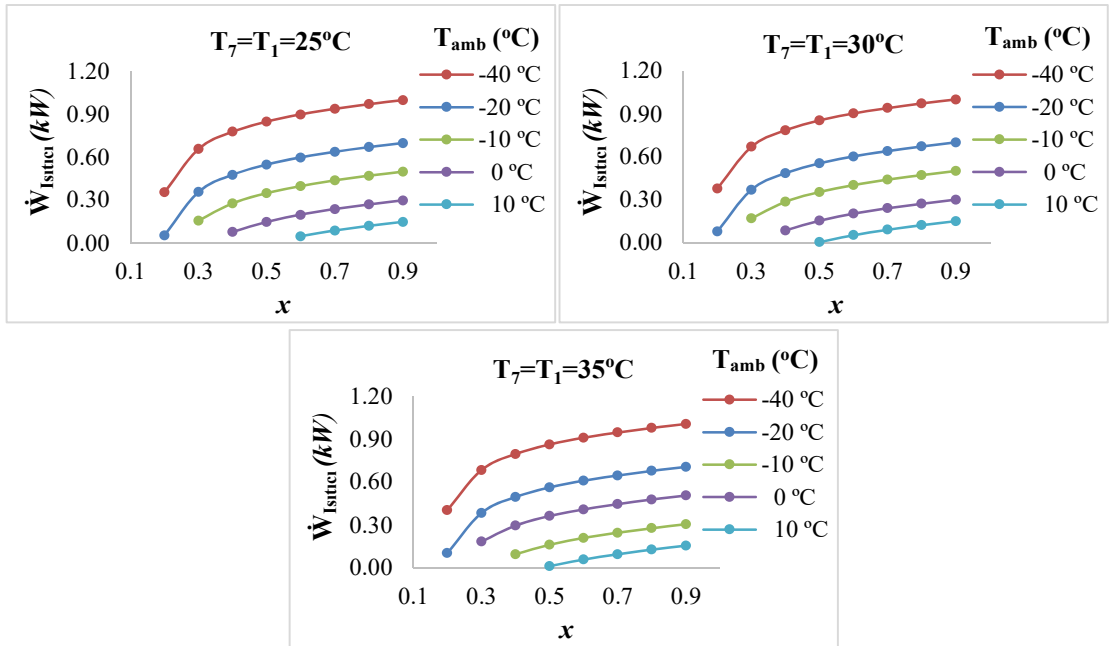
Şekil E.3. R152a için 0.5C’de ısıtıcının ihtiyaç duyduğu güç değişimi.



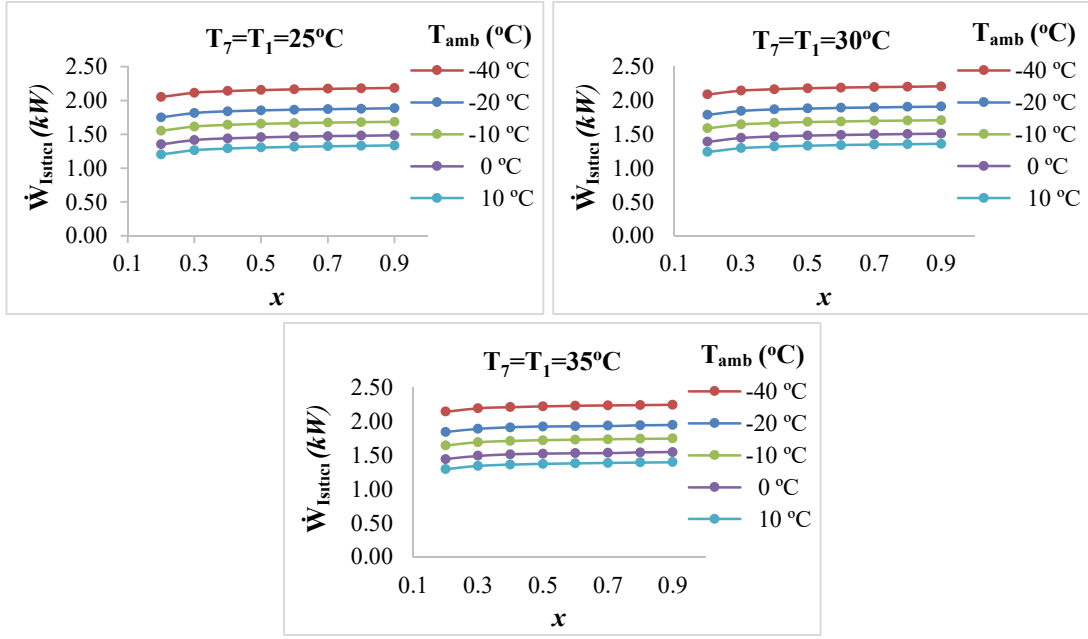
Şekil E.4. R134a için 0.2C’de ısıtıcının ihtiyaç duyduğu güç değişimi.



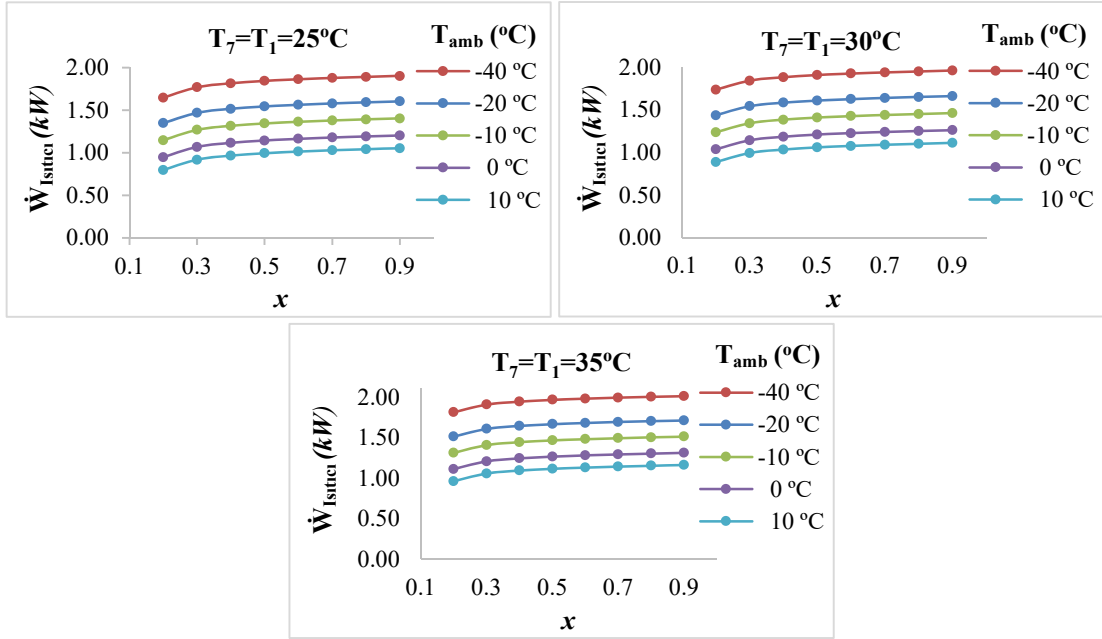
Şekil E.5. R134a için 0.3C’de ısıtıcının ihtiyaç duyduğu güç değişimi.



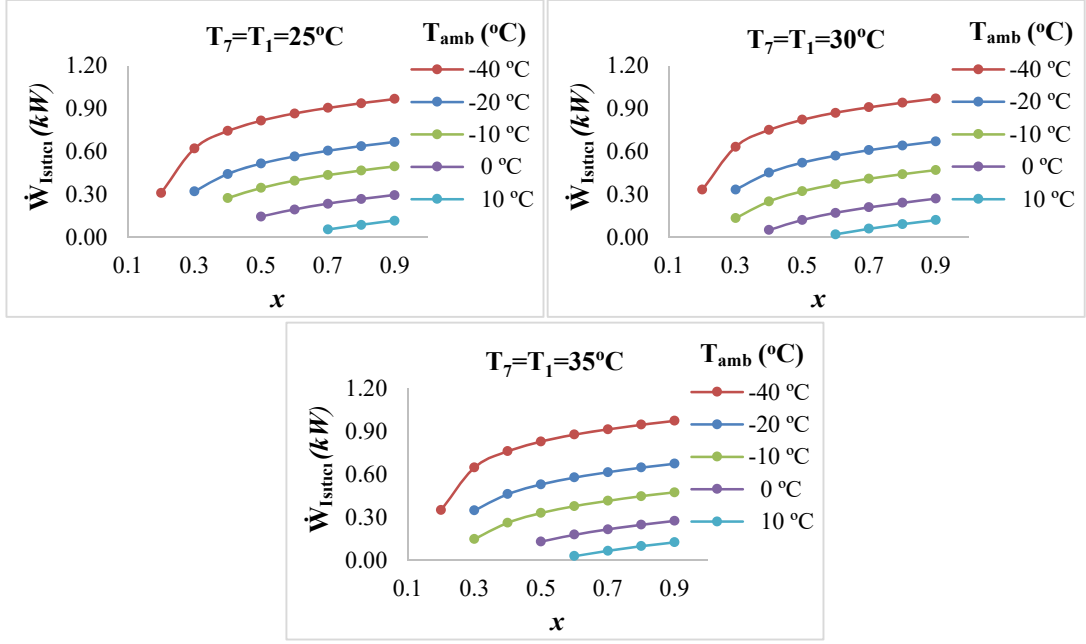
Şekil E.6. R134a için 0.5C’de ısıtıcının ihtiyaç duyduğu güç değişimi.



Şekil E.7. R1234ze için 0.2C’de ısıtıcının ihtiyaç duyduğu güç değişimi.

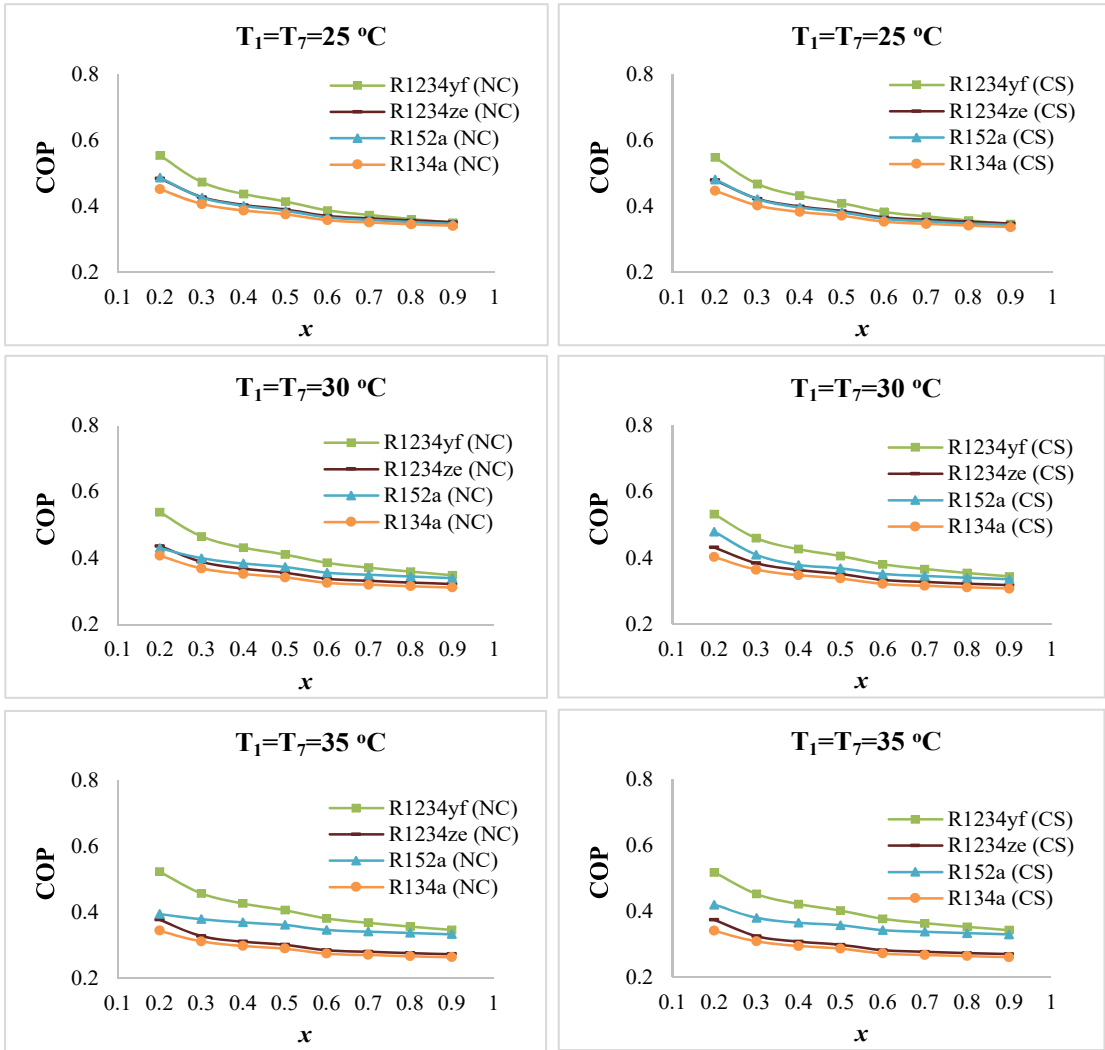


Şekil E.8. R1234ze için 0.3C’de ısıtıcının ihtiyaç duyduğu güç değişimi.

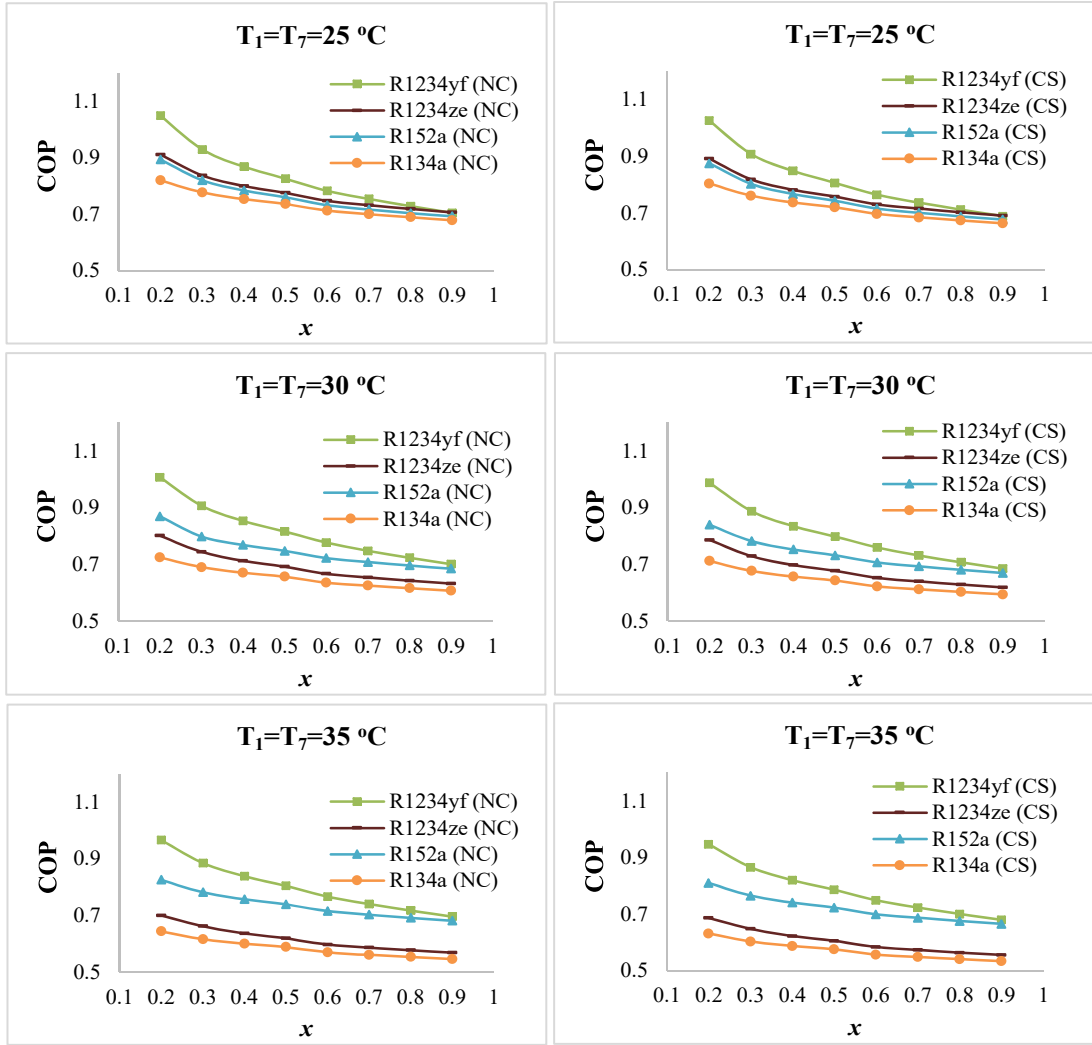


Şekil E.9. R1234ze için 0.5C’de ısıtıcının ihtiyaç duyduğu güç değişimi.

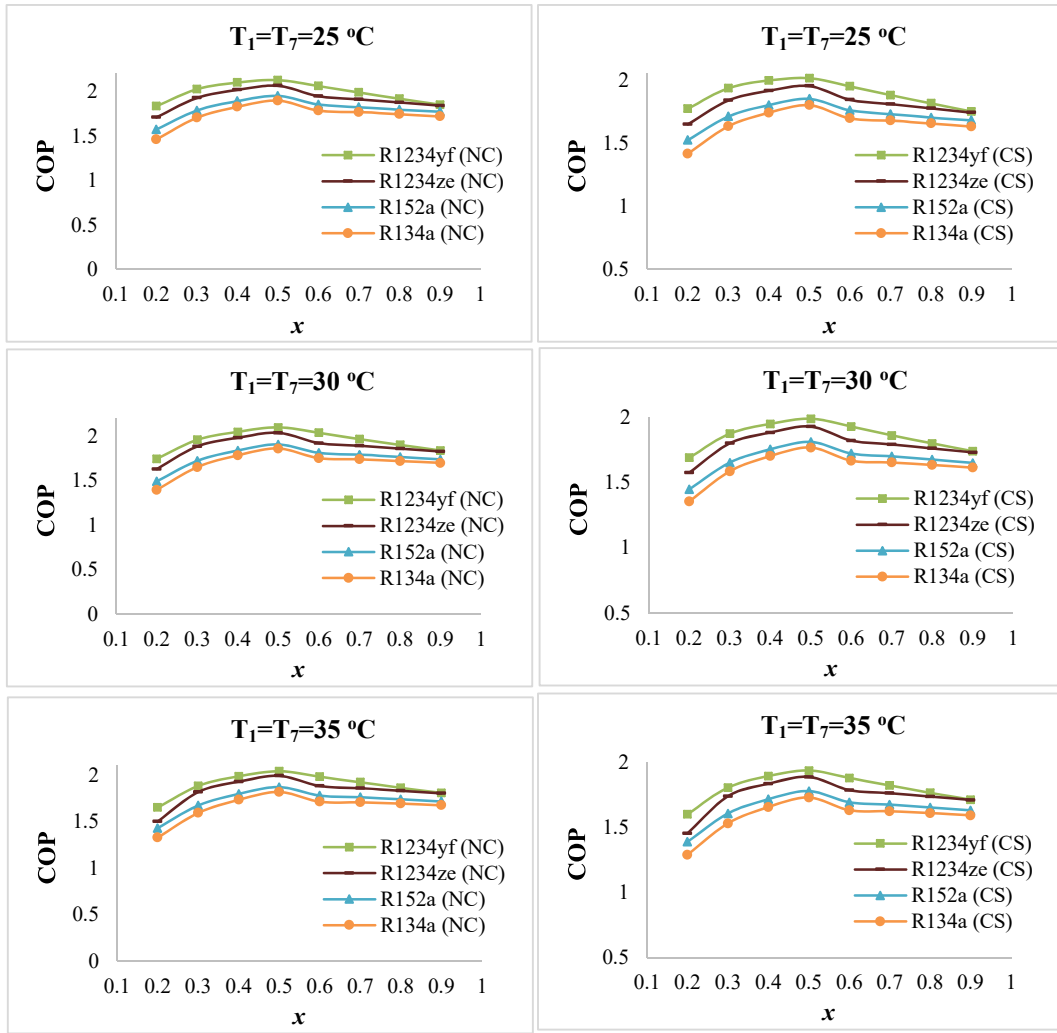
Ek F. COP Değişimleri



Şekil F.1. 0.2C'de COP değişimi.

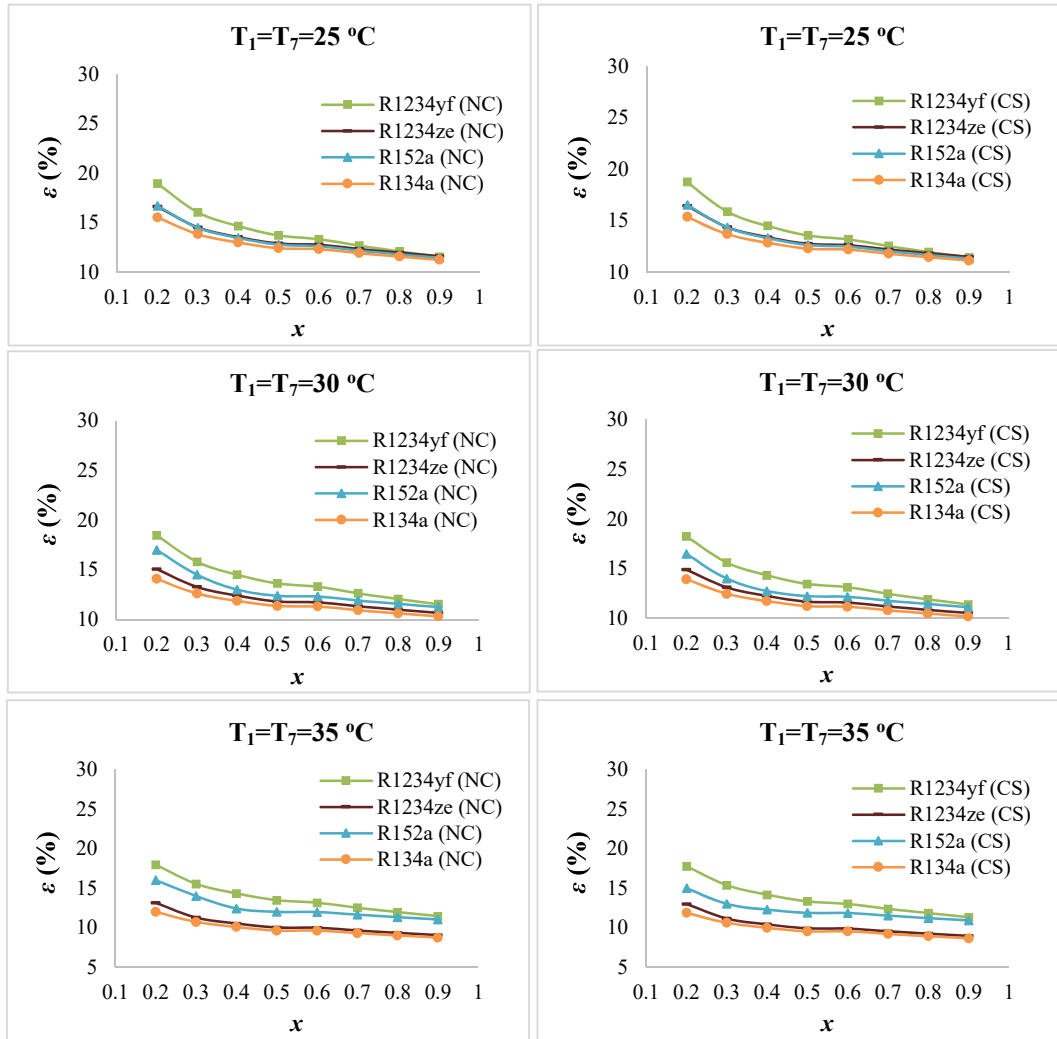


Şekil F.2. 0.3C'de COP değişimi.

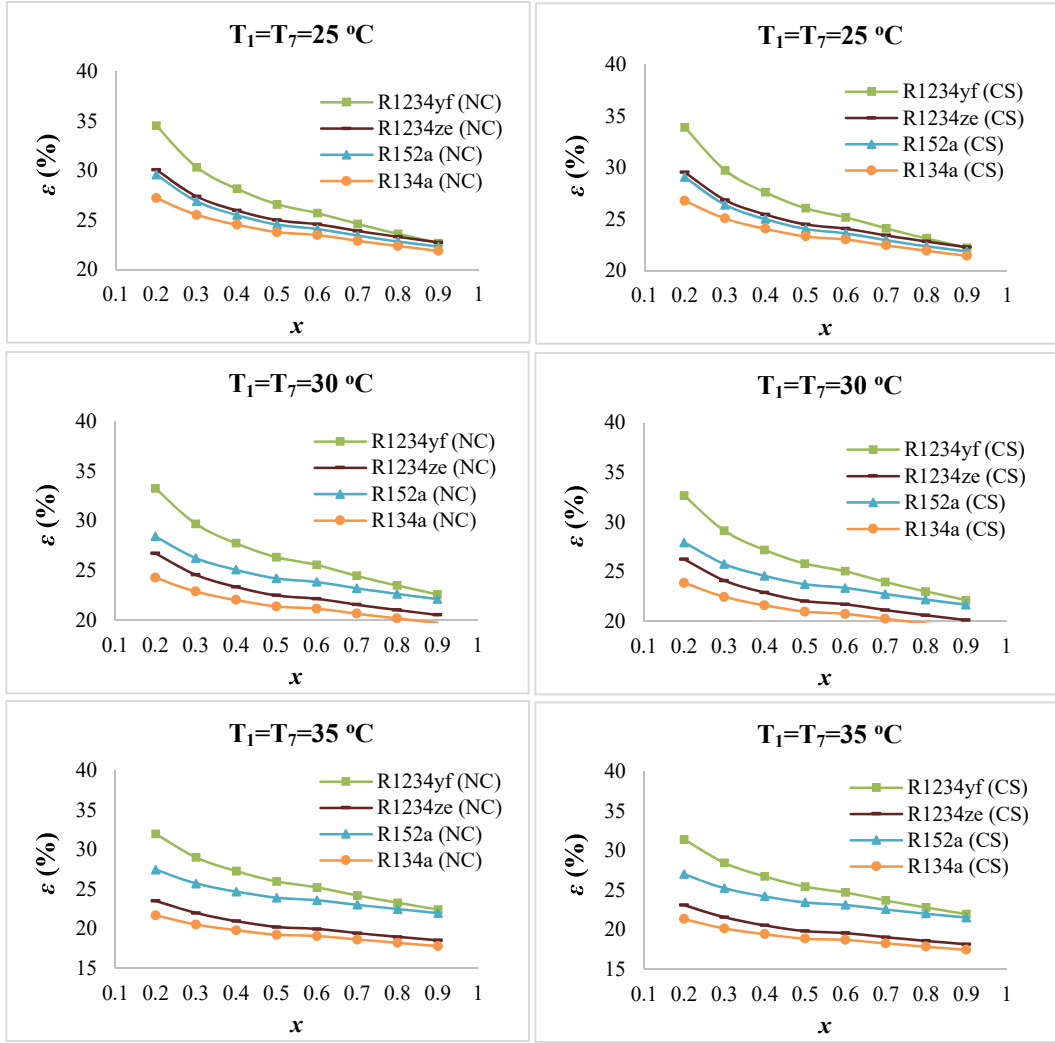


Şekil F.3. 0.5C'de COP değişimi.

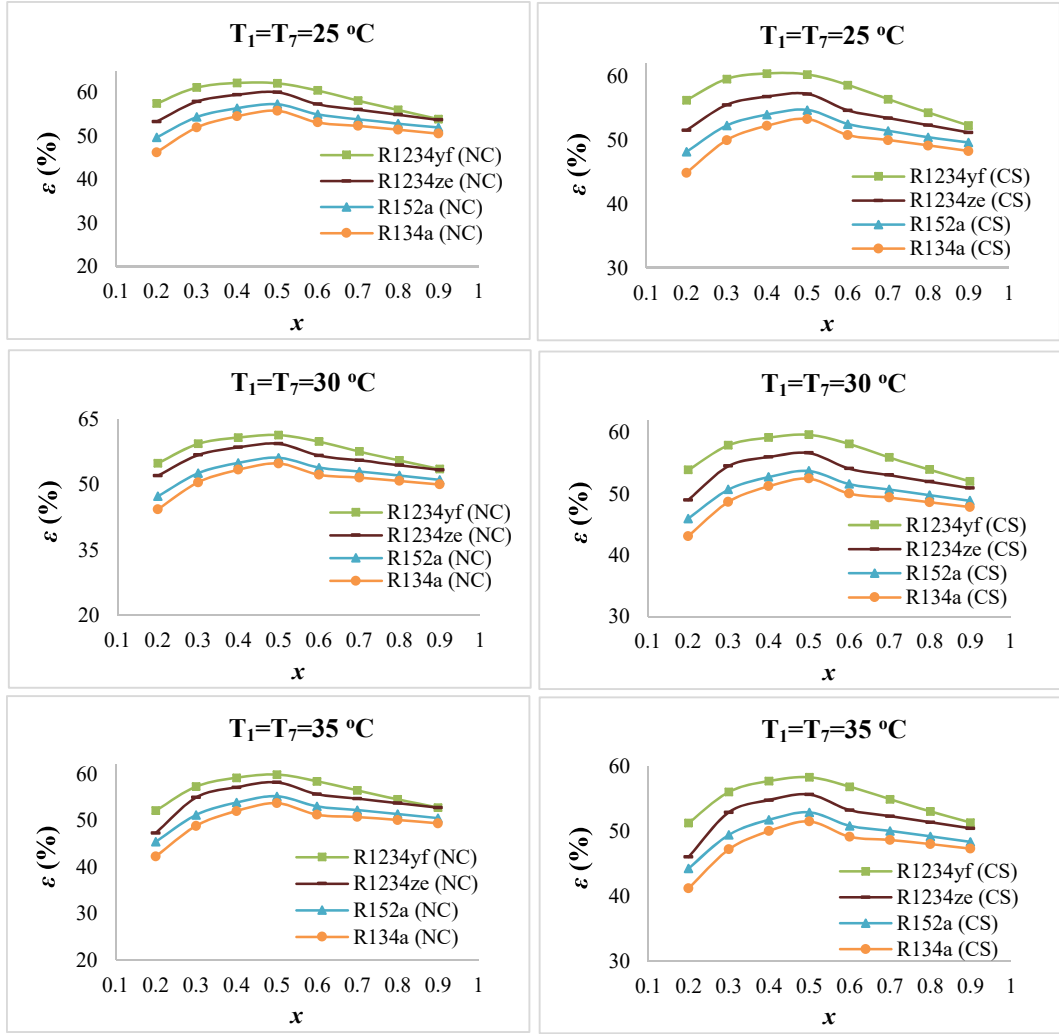
Ek G. Ekserji Verimleri



Şekil G.1. 0.2C'de ekserji verimliliği değişimi.



Şekil G.2. 0.3C'de ekserji verimliliği değişimi.



Şekil G.3. 0.5C'de ekserji verimliliği değişimi.

Ek H. Termodinamik Özellik Tabloları

Tablo H.1. R152a için optimum tasarımın termodinamik özellikleri.

Nokta	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (kPa)	\dot{E} (kW)	$\dot{E}x$ (kW)
1	0,0147	25.00	596.41	3.6873	0,4719
2	0,0103	25.00	596.41	3.0736	0,4377
3	0,0044	25.00	596.41	0,6138	0,0342
4	0,0103	70.76	1076.2	3.3387	0,5972
5	0,0103	46.45	1076.2	1.6666	0,1396
6	0,0103	25.00	596.41	1.6666	0,1309
7	0,0147	25.00	596.41	2.2803	0,1650
8	0,1039	10.00	101.33	42.5148	0,4905
9	0,1039	26.00	101.33	44.1870	0,8236
10	0,0041	26.00	101.33	1.7582	0,0329
11	0,0042	22.00	101.33	1.7500	0,0294
12	0,0997	26.00	101.33	42.4288	0,7931
13	0,00002	10.00	101.33	0,0082	0.0001

Tablo H.2. R152a için Enerji ve Ekserji analiz sonuçları.

Bileşen	\dot{Q} (kW)	\dot{W} (kW)	$\dot{E}x_Q$ (kW)	$\dot{E}x_W$ (kW)	$\dot{E}x_d$ (kW)	η (%)	ε (%)	POLİS
Buharlaştırıcı	1.407	-	0,3594	-	0,052	-	91.13*	
Kompresör	-	0,588	0,088	0,088	0,340	56.4	66.40	
Kondenser	1.627	-	-	-	0,068	-	94.36	
ADU	-	0,061	0,0129	0,061	0,068	94.9	38.19	
Genel sistem							57.29	1.95

*termal performansa dayalı

Tablo H.3. R134a için optimum tasarımın termodinamik özellikleri.

Nokta	\dot{m} (kg/s)	T (° C)	P (kPa)	\dot{E} (kW)	$\dot{E}x$ (kW)
1	0,0132	25.00	665.38	4.7348	0,5141
2	0,0092	25.00	665.38	3.8067	0,4672
3	0,0040	25.00	665.38	0,9280	0,0469
4	0,0092	70.77	1077.9	4.0442	0,5996
5	0,0092	42,99	1077.9	2.3998	0,1696
6	0,0092	25	665.35	2.3998	0,1604
7	0,0132	25	665.38	3.3278	0.2071
8	0,1018	10.00	101.33	41.6846	0,4823
9	0,1018	26.00	101.33	43.3241	0,8099
10	0,0041	26.00	101.33	1.7582	0,0329
11	0,0042	22.00	101.33	1.7500	0,0294
12	0,0977	26.00	101.33	41.5659	0,7770
13	0,00002	10.00	101.33	0,0082	0.0001

Tablo H.4. R134a için Enerji ve Ekserji analiz sonuçları.

Bileşen	\dot{Q} (kW)	\dot{W} (kW)	$\dot{E}x_Q$ (kW)	$\dot{E}x_W$ (kW)	$\dot{E}x_d$ (kW)	η (%)	ε (%)	POLİS
Buharlaştırıcı	1.407	-	0,359	-	0,0525	-	92.16*	
Kompresör	-	0,5037	0,034	0,5037	0,258	76,8	74.28	
Kondenser	1.639	-	0,538	-	0,145	-	88.23	
ADU	-	0,0941	0,019	0,0941	0,0942	93.2	34.28	
Genel sistem							59.24	2.04

*termal performansa dayalı

Tablo H.5. R1234ze için optimum tasarımın termodinamik özellikleri.

Nokta	\dot{m} (kg/s)	T (° C)	P (kPa)	\dot{E} (kW)	$\dot{E}x$ (kW)
1	0,0141	25.00	498.59	2.4557	0,5035
2	0,0099	25.00	498.59	2.2115	0,4597
3	0,0042	25.00	498.59	0,2443	0,0437
4	0,0099	46.22	805.52	2.4138	0,5300
5	0,0099	61.93	805.52	0,8044	0,1602
6	0,0099	25.00	498.59	0,8044	0,1530
7	0,0141	25.00	498.59	1.0487	0.1968
8	0,1040	10.00	101.33	42.5758	0,4912
9	0,1040	26.00	101.33	44.2504	0,8247
10	0,0041	26.00	101.33	1.7582	0,0329
11	0,0042	22.00	101.33	1.7500	0,0294
12	0,0999	26.00	101.33	42.4922	0,7943
13	0,00002	10.00	101.33	0,0082	0.0001

Tablo H.6. R1234ze için Enerji ve Ekserji analiz sonuçları.

Bileşen	\dot{Q} (kW)	\dot{W} (kW)	$\dot{E}x_Q$ (kW)	$\dot{E}x_W$ (kW)	$\dot{E}x_d$ (kW)	η (%)	ε (%)	POLİS
Buharlaştırıcı	1.407	-	0,359	-	0,0345	-	9194*	
Kompresör	-	0,560	0,078	0,560	0,344	73.13	76.15	
Kondenser	1.674	-	0,4467	-	0,496	-	95.07	
ADU	-	0,059	0,012	0,059	0,066	95.0	38.57	
Genel sistem							61.10	2.09

*termal performansa dayalı